This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06275528 9

Der Civilingenieur.

Neue Folge. Dritter Band.

Der

Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Unter besonderer Mitwirkung von

Julius Weisbach,
K. S. Bergrath und Professor an der Bergakademie zu Freiberg.

und

C. R. Bornemann,
Kunstmeister zu Freiberg.

herausgegeben

von

Dr. Gustav Zeuner,
Professor am eidgenössischen Polytechnikum zu Zürich.

Neue Folge. Dritter Band.

Mit in den Text eingedruckten Holzschnitten und 30 Tafeln Abbildungen.

Freiberg,
Buchhandlung J. G. Engelhardt.
(Bernhard Thierbach.)
1857.

Inhaltsverzeichniß des dritten Bandes.

I. Sachregiſter.

Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; m. A. bedeutet mit Abbildung auf den lithographirten Tafeln; m. H. bedeutet, daß dem Aufſatze Holzſchnitte beigefügt ſind.)

Ausflußverſuche, Auszug aus Lesbros, Expériences hydrauliques etc. (m. A.) 123
Axonometrie, Elementare Begründung der (m. H.) . . . 72
Axonometriſche Projectionsmethode, Begründung der (m. H.) . . . . . 61 u. 102

Beobachtungen und Bemerkungen über die Rammaſchine . 189
Beſchreibung der ſchmiedeeiſernen Eiſenbahnbrücke über die Aare bei Olten (m. A.) 214
— — der Gitterbrücke über die Sitter bei St. Gallen (m. A.) 216
— — des Viaductes bei Nogent ſur Marne (m. A.) 181
Brems, Ueber den ſelbſtwirkenden, von Guérin (m. A.) . . 202
Bremsdynamometriſche Meſſung bei einer Dampfmaſchine (m. A.) 56
Bremsverſuche an einer Fourneyron'ſchen Turbine (m. A.) 232
Brücken, Notiz über, aus rohen Steinen mit Cement . . . 218
— — und Thalübergänge Schweizeriſcher Eiſenbahnen (m. A.) 211

Chauſſéebau, Neue Methode des 254
Chevallier, Experimentelle Unterſuchungen über die Schleußenthore 219
Cement, Notiz über Brücken aus rohen Steinen mit . . . 218
Conſtruction der Zahnräder (m. A.) 83
Couliſſenſteuerung, die Allan'ſche (m. A.) 92
Couliſſenſteuerungen, Ueber die Wirkung der Dampfvertheilung bei den (m. A.) 43

Dampfhämmer, Ueber Hubgeſchwindigkeit der (m. A.) . . 151
Dampfkeſſel, Waſſerſtandszeiger für (m. A.) 148
Dampfmaſchinen, Graphiſche Tabelle zur Beſtimmung der wichtigſten Conſtructionselemente für (m. A.) 1
Dampfmaſchine, Horizontale Hochdruck- (m. A.) 153
— —, mit drei Cylindern, mit Expanſion und Condenſation (m. A.) 57
Dampfmaſchinenſyſtem von Seguin aîné 198
Dampfvertheilung bei den neueren Locomotivenſteuerungen (m. A.) 10
— —, Ueber die Wirkung der, bei den Couliſſenſteuerungen (m. A.) 43
Diagrammſteuerung, Ueber die (m. A.) 155
Doppelturbine, Die verticale, des Herrn W. v. Raſchkoff (m. A.) 152

Erfahrungen über die Waſſerhaltung mittelſt transportabler Dampfmaſchinen 251
Expériences hydrauliques, Auszug aus Lesbros (m. A.) 123
Experimentelle Unterſuchungen über die Schleußenthore 219

Graphiſche Tabelle zur Beſtimmung der wichtigſten Conſtructionselemente für Dampfmaſchinen (m. A.) 1

Heizung, Ueber die, der Locomotiven mit Steinkohlen (m. A.) 259
Holzbearbeitungsmaſchine von Cart (m. A.) 89
Hubgeſchwindigkeit, Ueber die, der Dampfhämmer (m. A.) 151

Locomotivensteuerungen, Dampfvertheilung bei den neueren (m. A.) 10
Locomotiven, Ueber die Heizung der, mit Steinkohlen (m. A.) 259

Markscheidekunst, Ueber die (m. A.) 161
Maschine zum Abrichten oder Abhobeln von Brettern u. s. w. (m. A.) 89

Pferdekraft, Ueber die Unbestimmtheit des Ausdruckes und Werthes 112
Projectionsmethode, Praxis d. axonometrischen (m. H.) 61 u. 102
Proportionen der Zapfenlager, Lagerböcke, Hängelager u. s. w. (m. A.) . . . . . 185 u. 246

Quellwasser, Zerstörung der Rostpfähle durch 264

Rostpfähle, Zerstörung der, durch Quellwasser 264

Schleußenthore, Experimentelle Untersuchungen über die . . 219
Schütze, Ueber die selbstthätige, von Chaubart (m. A.) . . 80
Steinkohlen, Ueber die Heizung der Locomotiven mit . . . 259

Tabellen der Ausflußcoefficienten bei Mündungen, Ueberfällen und Schützen 133
Tabelle, Graphische, über die Dampfmaschine (m. A.) . . . 1
— — über die Dimensionen der Zapfenlager von Armengaud und von Cail & Comp. . . . . 188 u. 247
— — über die Schweizer Eisenbahnbrücken 212
Turbine, Bremsversuche an einer nach der Weisbach'schen Theorie construirten Fourneyron'schen (m. A.) 232
— —, Doppel- von v. Raschkoff (m. A.) 152

Versuche, Brems-, an einer Fourneyron'schen Turbine (m. A.) 232
— —, Bremsdynamometrische, an einer Dampfmaschine (m. A.) 56
— —, hydraulische (m. A.) 123
— — über die Festigkeit der Schleußenthore 219
Viaduct, Beschreibung des, bei Nogent sur Marne (m. A.) . 181

Wasserhaltung, Erfahrungen über die, mittelst transportabler Dampfmaschinen 251
Wasserstandszeiger mit selbstthätigem Abschluß (m. A.) . . 148

Zahnräder, Ueber die Construction der (m. A.) 83
Zapfenlager, Die Dimensionen der (m. A.) . . . 185 u. 246
Zerstörung der Rostpfähle durch Quellwasser 264

II. Namenregister.

Allan's Coulissensteuerung (m. A.) 92
Armengaud aîné, Die Dimensionen der Zapfenlager, Lagerböcke und Hängelager u. s. w. (m. A.) . . . . 185 u. 246

Bornemann, Kunstmeister **K. M.**, Auszug aus Lesbros, Expériences hydrauliques etc. (m. A.) 123
— —, Beobachtungen des Majors J. Sanders über die Rammmaschine nebst Bemerkungen 189
— —, Graphische Tabelle zur Bestimmung der wichtigsten Constructionselemente für Dampfmaschinen (m. A.) 1
— —, v. Raschkoff's verticale Doppelturbine (m. A.) . . 152

Cart, Maschine zum Abrichten und Abhobeln von Brettern u. s. w. (m. A.) 89
Chaubart, Ueber die selbstthätige Schütze von (m. A.) . . . 80

Darcel, Notiz über Brücken aus rohen Steinen mit Cement . 218

v. Ehel's Brücken und Thalübergänge Schweizerischer Eisenbahnen (m. A.) 211

Guérin, Selbstwirkender Brems von (m. A.) 202

Hervé-Mangon, Zerstörung der Rostpfähle durch Quellwasser 264

Junge, Prof. Dr. **A.**, Elementare Begründung der Axonometrie nach Sella (m. H.) 72

Lacolonge, Bremsversuche an einer nach der Weisbach'schen Theorie construirten Fourneyron'schen Turbine (m. A.) 232
Legavrian, Dampfmaschine mit drei Cylindern, mit Expansion und Condensation (m. A.) 57
Lesbros, Expériences hydrauliques etc., Auszug aus (m. A.) 123

Maldant, Horizontale Hochdruckdampfmaschine (m. A.) . . . 153
Mikolezky, Hütteningenieur **Joh.**, Ueber die Construction der Zahnräder (m. A.) 83
Monnet, Neue Chausseebaumethode 254

Raschkoff, v., Verticale Doppelturbine (m. A.) 152
Reuleaux, Prof. **F.**, Die Allan'sche Coulissensteuerung (m. A.) 92

Reuleaux, Prof. F., Ueber die Unbestimmtheit des Ausdruckes und Werthes „Pferdekraft" 112
— —, Ueber die Wirkung der Dampfvertheilung bei den Coulissensteuerungen 43
— —, Wasserstandszeiger mit selbstthätigem Abschluß (m. A.) . 148

Sanders, Beobachtungen über die Rammmaschine nebst Bemerkungen 189
Schliphake, Ingenieur W., Ueber die Hubgeschwindigkeit der Dampfhämmer und die Vergrößerung derselben durch Expansion beim Oberdampf (m. A.) 151
Seguin aîné, Ueber das neue Dampfmaschinensystem von . 198
Sella, Elementare Begründung der Axonometrie (m. H.) . . 72

Tauberth, Oberinspector W., Eine bremsdynamometrische Messung bei einer Dampfmaschine (m. A.) 56

Weisbach, Prof. J., Praxis der axonometrischen Projectionsmethode (m. H.) . . . . . 61 u. 102
Weiß, Markscheider F. J., Ueber die Markscheidekunst (m. A.) 161

Zeuner, Prof. Dr. G., Ueber die Dampfvertheilung bei den neueren Locomotivensteuerungen (m. A.) 10
— —, Ueber die Diagrammsteuerung (m. A.) 135

III. Legende zu den Tafeln.

Taf. 1, Bornemann, Graphische Tabelle über die Dampfmaschinen 1

Taf. 2, Zeuner, Locomotivensteuerungen 10

Taf. 3, Fig. 14—18, Zeuner, Locomotivensteuerungen . . 10
Fig. 19—22, Reuleaux, Dampfwirkung bei Coulissensteuerungen 43

Taf. 4 und 5, Zeuner, Locomotivensteuerungen 10

Taf. 6, Fig. 1—10, Reuleaux, Dampfwirkung bei Coulissensteuerungen 43
Fig. 11, Tauberth, Bremsdynamometer 56

Taf. 7, Legavrian, Dampfmaschine mit drei Cylindern . . 57

Taf. 8, Chaubart, Selbstthätige Schütze 80

Taf. 9, Mikoletzky, Construction der Zahnräder 83

Taf. 10, Cart, Maschine zur Bearbeitung des Holzes . . . 89

Taf. 11, Reuleaux, Die Allan'sche Coulissensteuerung . . 92

Taf. 12 und 13, Lesbros, Ausflußversuche 123

Taf. 14, Fig. 1—4, Reuleaux, Wasserstandszeiger 148
Fig. 5—6, Schliphake, Dampfhammer 151

Taf. 15, v. Raschkoff, Verticale Doppelturbine 152

Taf. 16, Maldant, Horizontale Dampfmaschine 153

Taf. 17, Zeuner, Diagrammsteuerung 155

Taf. 18, Weiß, Markscheiden mit dem Theodoliten 161

Taf. 19—21, Viaduct von Nogent-sur-Marne 181

Taf. 22, Armengaud aîné, Proportionen der Zapfenlager . 185

Taf. 23, Selbstthätiger Brems von Guérin 202

Taf. 24 und 25, Eisenbahnbrücke über die Aare bei Olten . . 214

Taf. 26—27, Eisenbahnbrücke über die Sitter bei St. Gallen . 216

Taf. 28, Armengaud aîné, Proportionen der Zapfenlager . 246

Taf. 29, Lacolonge, Bremsversuche an einer Turbine . . . 232

Taf. 30, Heizung der Locomotiven mit Steinkohle 259

Graphiſche Tabelle zur Beſtimmung der wichtigſten Conſtructionselemente für Dampfmaſchinen.

Von

K. R. Bornemann.

(Tafel 1.)

Für den erſten Entwurf einer Maſchine und zu vorläufigen Veranſchlagungen gewährt es für den Maſchinenbauer beſondere Erleichterung, wenn er ſich auf eine ähnliche Maſchine beziehen kann. Tabellen, welche die wichtigſten Conſtructionselemente für eine zu entwerfende Maſchine ableſen laſſen, ſind ein zweites Erleichterungsmittel, und es werden daher ſelbſt ſolche Tabellen willkommen ſein, deren Angaben in Bezug auf Genauigkeit oder Umfang den Anforderungen nicht ganz genau zu genügen vermögen.

Aus dieſem Grunde iſt es vom Verfaſſer dieſes Aufſatzes verſucht worden, über die wichtigſten Syſteme der Dampfmaſchinen graphiſche Tabellen zu verzeichnen, welche für jede gegebene Leiſtung in Pferdekräften den Durchmeſſer und Hub des Dampfkolbens, die Geſchwindigkeit und Spielzahl deſſelben, den Dampf- und Speiſewaſſerverbrauch, die Durchmeſſer der Luft-, Kalt- und Warmwaſſerpumpen, die Dimenſionen des Schwungradringes, die erforderliche Größe der Heiz- und Roſtfläche und endlich den Kohlenverbrauch abzuleſen geſtatten, und obgleich dieſelben noch Manches zu wünſchen übrig laſſen, ſo ſind ſie doch auf Tafel 1 mitgetheilt worden.

Bevor wir zu der Erläuterung dieſer Tabellen ſchreiten können, liegt es uns ob, anzugeben, auf welchen Grundlagen dieſelben beruhen. Es ſind hierbei meiſt die Angaben und Formeln von Morin benutzt worden, wie ſie in deſſen Leçons de Mécanique pratique, 3. part., enthalten ſind, jedoch wurde die Abweichung eingeführt, daß ſtatt der von Morin angenommenen Skalen der Geſchwindigkeiten und Hubhöhen, welche ſprungweiſe fortſchreiten, ſtetig wachſende Skalen aufgeſtellt wurden, indem die Geſchwindigkeiten als Functionen der Anzahl von Pferdekräften, die Hubhöhen als Functionen der Durchmeſſer dargeſtellt wurden. Ebenſo wurde bei den Wirkungsgraden und Conſtructionscoefficienten ein ſtetiges Wachſen angenommen, weil ſich die Annahme eines ſprungweiſen Fortſchreitens mit der Darſtellung durch Curven nicht wohl vereinigen läßt, übrigens auch weniger naturgemäß iſt.

Beginnen wir mit der

1) Niederdruckdampfmaſchine ohne Expanſion mit Condenſation

nach Watt'ſchem Princip, ſo berechnet ſich die Leiſtung nach der Formel

$$Z = \eta \frac{10000}{75} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot v p \left(1 - \frac{p_1}{p}\right),$$

worin Z die Anzahl der Pferdekräfte à 75 Kilogrammetern,
d den Kolbendurchmeſſer in Metern,
v die Kolbengeſchwindigkeit in Metern,
p den Dampfdruck im Keſſel in Kilogrammen pro Quadratcentimeter,
p_1 den Gegendruck pro Quadratcentimeter oder den Druck im Condenſator,
η den Wirkungsgrad

bedeutet. Nun beträgt bei den Watt'ſchen Maſchinen der Dampfdruck in der Regel nur 1,25 Atmoſphären, der Druck im Condenſator 0,1 Atmoſphäre, ſetzt man alſo dieſe Werthe und einen Conſtructionscoefficienten $\zeta = 0{,}405$ in obige Formel ein, ſo erhält man zur Beſtimmung der Durchmeſſer die Gleichung:

1) $$d = 0{,}14093 \sqrt{\frac{Z}{v}}.$$

Für die Kolbengeſchwindigkeit läßt ſich in guter Uebereinſtimmung mit den von Watt gebrauchten Geſchwindigkeiten die Formel

2) $v = 0{,}77 + 0{,}067\sqrt{Z}$

aufstellen und

für den Kolbenhub ergiebt sich der Ausdruck:

3) $s = (2{,}89 - 0{,}572\,d)\,d$.

Die Umdrehungszahl der Schwungradwelle ist sodann

4) $n = \frac{30 \cdot v}{s}$.

Ist der Durchmesser bekannt, so ergiebt sich der Dampfverbrauch pro Minute $= 60 \cdot \frac{d^2\pi}{4} \cdot v$, oder wenn man statt $\frac{d^2\pi}{4} \cdot v$ einsetzt $\frac{Z}{\frac{10000}{75} \cdot (p - p_1)}$ und hierin den Wirkungsgrad $\eta = 0{,}5$, den Dampfdruck aber wie oben annimmt, so folgt die Dampfconsumtion pro Minute:

5) $V = 0{,}7577\,Z$ Cubikmeter

oder da ein Cubikmeter Dampf von 1,25 Atmosphären Spannung 0,725 Kilogramm wiegt, pro Minute:

6) $V_k = 0{,}55\,Z$ Kilogr.

Man braucht also 0,55 Liter oder Kilogramme Speisewasser pro Minute und pro Pferdekraft.

Rechnet man, daß das kalte Wasser 12° Temperatur besitzt und daß die Condensation bei 35° Wärme erfolgt, so braucht man zur Condensation von 0,55 Z Kilogrammen Dampf eine Condensationswassermenge W von

$0{,}55 \cdot \frac{550 + 105 - 35}{35 - 12}\,Z = 14{,}82\,Z$, also ist

7) $W = 14{,}82\,Z$ Kilogr. oder Liter pro Minute.

Der Luftpumpenkolben brauchte streng genommen nur so dimensionirt zu werden, daß das bei seinem Hube erzeugte Volumen $\frac{1}{9{,}66}$ von dem Volumen des Dampfkolbenhubes betrüge, doch wendete Watt für die Luftpumpe eine doppelte Größe an und gab dem Luftpumpenkolben den Durchmesser

8) $d_1 = \frac{2}{3}\,d$ und den Hub $s_1 = \frac{s}{2}$.

Die Kaltwasserpumpe muß, da sie einfach wirkend ist, bei jedem Spiele $\frac{1}{25{,}55}$ von dem Volumen eines Dampfkolbenhubes erzeugen; um aber für Hubverluste gedeckt zu sein, giebt man $\frac{1}{24}$, also bei halbem Hube

9) $d_2 = 0{,}3\,d$ und $s_2 = 0{,}5\,s$.

Bei der Speisepumpe braucht das Volumen, welches der einfach wirkende Kolben beschreibt, eigentlich nur $\frac{1}{688}$ von demjenigen des Dampfkolbens zu betragen, aber man nimmt die Speisepumpe gewöhnlich viel größer an, z. B. gleich $\frac{1}{250}$, so daß man, wenn man ein Viertel des Dampfkolbenhubes als Hub des Speisepumpenkolbens benutzt, erhält:

10) $d_3 = \frac{1}{8}\,d$ und $s_3 = \frac{1}{4}\,s$.

Was die Dampferzeugung anlangt, so hat Wicksteed bei Cornischen Kesseln 28 Kilogramme Dampfproduction auf 1 Quadratmeter Heizfläche gefunden, man wird also mit Sicherheit 25 Kilogramme rechnen können und da pro Pferdekraft stündlich 33 Kilogramme Dampf erfordert werden, so braucht man 1,32 Quadratmeter Heizfläche pro Pferdekraft, wofür man bei solchen Maschinen, welche öfters ungewöhnlich belastet sind, 1,5 Quadratmeter nehmen mag. Wir setzen also die Heizfläche H

11) $H = 1{,}33\,Z$ Quadratmeter.

Nimmt man die Rostfläche R zu $\frac{1}{15}$ der Heizfläche, so wird

12) $R = 0{,}09\,Z$ Quadratmeter.

Der Kohlenverbrauch K beträgt gewöhnlich 6 Kilogramme pro Stunde und pro Pferdekraft, man hat also

13) $K = 6\,Z$ Kilogramme.

Für das Gewicht des Schwungradringes giebt Morin die Formel

$$P = 165524\,\frac{Z}{n\,v_1^2},$$

worin P das Gewicht des Schwungradringes
v_1 die Umfangsgeschwindigkeit,
n die Umdrehungszahl

bedeutet, wenn die Lenkerstange 6 mal so lang ist als die Kurbel, die Ungleichförmigkeit nur $\frac{1}{32}$ beträgt und die Maschine mit Balancier arbeitet.

Setzt man nun den Halbmesser des Schwungrades $= r$, so ist $v_1 = \frac{2r\pi \cdot n}{60}$ und ist F der Querschnitt des Schwungradringes in Quadratcentimetern, so ist

$$P = F \cdot 2\pi r \cdot 0{,}72$$

zu setzen, da das Cubikmeter Gußeisen 7200 Kilogramme wiegt. Man hat also

$$0{,}72 \cdot 2\pi r F = 165524\,\frac{Z}{n^3 \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 r^2},$$

woraus sich, wenn man $2r = 3{,}5\,s$ und $n = \frac{30\,v}{s}$ einsetzt, weiter ergiebt:

14) $F = 23{,}06\,\frac{Z}{v^3}$.

Nach vorstehenden 14 Formeln ist nun die graphische Tabelle Figur 1 auf Tafel 1 construirt worden und sie ergiebt durch einfaches Ablesen die Beantwortung der meisten bei der Construction von Niederdruckmaschinen vorkommenden Fragen. Diese Tabelle hat am unteren Rande eine Scala,

welche die Pferdekräfte angiebt, und am linken Rande eine Scala, welche die Durchmesser und Geschwindigkeiten in Centimetern, die Dampfconsumtion pro Stunde in Cubikmetern, das erforderliche Speisewasser in Litern pro Minute, die Condensationswassermenge in Litern pro Minute (aber nur zum zehnten Theile), die Heizfläche in Quadratmetern, die Rostfläche ebenfalls in Quadratmetern (aber in zehnfacher Größe), die Umdrehungszahlen u. s. w. angiebt; den oberen Rand der Figur nimmt eine Scala für die Hubhöhen in Metern, und den rechten Rand eine Scala ein, welche die Querschnitte des Schwungradringes in Quadratcentimetern und den Kohlenverbrauch in Kilogrammen pro Stunde anzeigt.

Die Handhabung der Tabelle ist sehr einfach. Geht man aus der unteren Scala bei einer gegebenen Zahl von Pferdekräften, z. B. 50 senkrecht aufwärts bis in die mit d bezeichnete Curve der Kolbendurchmesser und aus dem Durchschnittspunkte horizontal hinüber in die Scala am linken Rande, so liest man den zugehörigen Durchmesser in Centimetern ab, hier $d = 89^c$. Ebenso giebt die mit d_1 bezeichnete Curve der Luftpumpenkolbendurchmesser an, daß die Luftpumpe 59^c,3 erhalten müsse, diejenige (d_2) der Kaltwasserpumpe, daß dieser Kolben 27^c zu bekommen hat und der Durchmesser der Speisepumpe bestimmt sich in gleicher Weise durch die Curve d_3 auf 11^c.

Sucht man nun die zu dem gefundenen Durchmesser zugehörige Hubhöhe, so geht man aus der Scala am linken Rande horizontal bis in die mit s bezeichnete Curve der Hubhöhen und aus dem Schnittpunkte senkrecht aufwärts in die Scala am oberen Rande, wo man die Hubhöhe in Metern findet, z. B. hier 2,14 Meter.

Die Kolbengeschwindigkeit findet man wie den Durchmesser, indem man aus der Scala der Pferdekräfte bis in die Curve der Geschwindigkeiten v aufsteigt und dann am linken Rande abliest. Bei 50 Pferdekräften findet sich $v = 125^c$ oder 1,25 Meter. Auch die Umdrehungszahl wird durch dieselbe Manipulation mit der Curve n ermittelt und es zeigt sich, daß 18 die passende Umdrehungszahl sei.

Das gleiche Verfahren giebt durch die Schräge V die Dampfconsumtion pro Stunde = 38,5 Cubikmetern durch die Schräge V_k die Speisewassermenge in Litern pro Minute = 28 Liter, durch die Transversale W den Condensationswasserverbrauch 0,1 W = 74 Liter pro Minute, also W = 740 Liter, durch die Schräge H die erforderliche Heizfläche des Kessels = 66,5 Quadratmeter, endlich durch die Transversale R die zugehörige Rostfläche 10 R = 45 Quadratmeter, also R = 4,5 Quadratmeter.

Ganz analog ist das Verfahren zur Bestimmung der Brennmaterialmenge, nur geht man aus der mit K bezeichneten Schrägen in die Scala am rechten Rande, um die Kohlenmenge in Kilogrammen abzulesen. Es findet sich bei 50 Pferdekräften K = 300 Kilogrammen.

Endlich bestimmt sich mit Hilfe der Curve F der erforderliche Querschnitt des Schwungradringes, wobei man ebenfalls am rechten Rande abzulesen hat. Die Tabelle giebt 588 Quadratcentimeter als den erforderlichen Querschnitt.

Vergleicht man diese Angaben mit der Rechnung, so wird man fast durchgängig befriedigende Uebereinstimmung finden.

Natürlich gestattet die Tabelle auch die Lösung der umgekehrten Aufgabe, wie wir an einigen Beispielen zeigen wollen.

Fragt es sich z. B. welche Leistung eine Niederdruckmaschine mit 1¼ Atmosphäre Druck im Kessel und 0,1 Atmosphäre Druck im Condensator bei 70^c Kolbendurchmesser verspricht, so hat man nur in der Horizontalen von 70 am linken Rande der Figur bis in die Curve der d einzugehen und aus dem Durchschnittspunkte in den unteren Maßstab hinabzusteigen, wobei man 28 Pferdekräfte findet. Hierbei ist allerdings zu bemerken, daß der Wirkungsgrad dieser Maschinen zu 0,5 angenommen werden kann, während die Curve der d nach dem Constructionscoefficienten $\zeta = 0{,}4$ verzeichnet ist; man kann also auf $\frac{5}{4} . 28 = 35$ Pferdekräfte Leistung rechnen, wenn die Maschine gut ausgeführt ist und sorgfältig in Stand gehalten wird.

Ist ferner anzugeben, welche Leistung sich mit einem Dampfvolumen von 40 Cubikmetern pro Stunde erzielen läßt, so liest man, wenn man auf dieselbe Weise mit der mit V bezeichneten Transversalen manipulirt, aus der Figur 53 Pferdekräfte ab.

Oder ist die Frage, ob 30 Liter Speisewasser pro Minute zu einer beabsichtigten Anlage ausreichend seien, zu beantworten, so findet man ebenso, daß 30 Liter Speisewasser für eine Dampfmaschine von 54,5 Pferdekräften ausreichen, daß aber außerdem noch 810 Liter Condensationswasser pro Minute erforderlich sind u. s. w.

2) Dampfmaschinen mit Hochdruck, mit Expansion ohne Condensation.

Für diese Art von Maschinen hat Morin gefunden, daß sie einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}391$ geben, daß aber von den Maschinenbauern der Constructionscoefficient $\zeta = 0{,}3$ angenommen wird. Da die endliche Pressung des expandirten Dampfes nicht unter 1,5 bis 1,6 Atmosphären hinabsinken darf, so ergiebt sich für das äußerste zulässige Expansionsverhältniß

bei 6	Atmosphären	Spannung	der	Werth	$\varepsilon = 4$
" 5,5	"	"	"	"	$\varepsilon = 3\frac{2}{3}$
" 5	"	"	"	"	$\varepsilon = 3\frac{1}{3}$
" 4,5	"	"	"	"	$\varepsilon = 3$
" 4	"	"	"	"	$\varepsilon = 2\frac{2}{3}$

Drückt p_a die Dampfspannung in Atmosphären aus, so wird die Leistung einer Maschine vom Kolbendurchmesser d überhaupt gegeben durch die Formel

15) $$Z = 0{,}3 \cdot \frac{10330 \cdot \pi}{75 \cdot 4} \cdot \frac{p_a}{\varepsilon} d^2 v \left(1 + \text{Log nat } \varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_a}\right)$$

$$= 32{,}4362 \frac{p_a}{\varepsilon} d^2 v \left(1 + \text{Log nat } \varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_a}\right)$$

und man findet die Kolbendurchmesser

für $p_a = 6$ Atm. und $\varepsilon = 4$ durch $d = 0{,}1093 \sqrt{\frac{Z}{v}}$

" $p_a = 5{,}5$ " " $\varepsilon = 3^2/_3$ " $d = 0{,}1122 \sqrt{\frac{Z}{v}}$

" $p_a = 5$ " " $\varepsilon = 3^1/_3$ " $d = 0{,}1156 \sqrt{\frac{Z}{v}}$

" $p_a = 4{,}5$ " " $\varepsilon = 3$ " $d = 0{,}1198 \sqrt{\frac{Z}{v}}$

u. s. w.

Construirt man diese Curven in dem Maßstabe, welchen unsere Tafel zuläßt, so fallen sie fast zusammen, daher ist es nur möglich, die Curve der Durchmesser für eine gewisse Spannung und Expansion zu construiren und außerdem noch Coefficienten zur Umrechnung auf andere Spannungen und Expansionsgrade anzugeben. Wir haben dazu die Spannung von 6 Atmosphären und den Expansionsgrad $\varepsilon = 3$ gewählt. Die Durchmesser, welche bei anderen Spannungen p_x und demselben Expansionsgrade ε denselben Pferdekräften entsprechen, verhalten sich dann zu den Durchmessern einer Maschine mit $p_6 = 6$ Atmosphären Spannung wie

$$\sqrt{p_6 \left(1 + \text{Log nat } \varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_6}\right)} \text{ zu } \sqrt{p_x \left(1 + \text{Log nat } \varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_x}\right)}$$

und drückt man dieses Verhältniß mit C aus, so findet man bei folgenden Spannungen die beigesetzten Werthe des Coefficienten C:

Spannung $p_x = 6$	5,5	5	4,5	4	3,5	3 Atm.
Coefficient C = 1	1,060	1,131	1,220	1,333	1,486	1,706

Sucht man ferner die Abhängigkeit, in welcher bei gleicher Spannung p_a, aber verschiedenen Expansionsgraden ε_x die Durchmesser gleich starker Maschinen zu einander stehen, und legt man wieder $p_a = 6$ Atmosphären, $\varepsilon = 3$ als Normalgrößen zu Grunde, so findet man

$$C_1 = \frac{d_x}{d} = \sqrt{\frac{\varepsilon_x \left(1 + \text{Log nat } 3 - \frac{3}{6}\right)}{3\left(1 + \text{Log nat } \varepsilon_x - \frac{\varepsilon_x}{6}\right)}}$$

was für folgende Expansionsgrade die beistehenden Werthe des Coefficienten C_1 giebt:

Expansionsgrad $\varepsilon = 1$	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Coefficient $C_1 = 0{,}800$	0,831	0,885	0,942	1	1,056	1,113

Diese Coefficienten fallen allerdings für niedrigere Spannungen etwas geringer aus, jedoch sind die Differenzen so unbedeutend, daß sie sich bei dem Maßstabe der Figur 2 nicht würden angeben lassen und da man bei Anwendung obiger Coefficienten nur eine mehrere Sicherheit erzielt, so haben wir uns auf die Construction einer einzigen Curve für die C_1 beschränkt.

Um hiernach den Durchmesser d_x für eine solche Maschine bei der Spannung p_x und dem Expansionsgrade ε_x zu finden, bestimmt man den Durchmesser d, welchen eine gleich starke Maschine bei 6 Atmosphären Spannung und 3facher Expansion erhalten müßte und multiplicirt ihn mit den entsprechenden Coefficienten C und C_1 aus vorstehenden Täfelchen.

Für die Kolbengeschwindigkeiten hat Morin eine sprungweise steigende Scala angegeben, doch haben wir es vorgezogen eine Curve zu suchen, welche sich diesen Angaben nahe anschließt und setzen daher:

16) $$v = 0{,}816 + 0{,}055 \sqrt{Z}.$$

Die Hublängen haben wir ebenfalls, wie bei den Niederdruckmaschinen auf die Kolbendurchmesser bezogen und durch eine stetig wachsende Curve auszudrücken gesucht, welche die von Morin aufgestellte sprungweise fortschreitende Scala annähernd wiedergiebt. Morin theilt für die zwei Hauptsysteme dieser Art von Maschinen besondere Scalen mit, wovon sich diejenige
für Maschinen ohne Balancier
durch die Formel

17) $$s_0 = (3{,}045 - 1{,}466 \cdot d)\, d$$

und diejenige für Balancier- oder oscillirende Maschinen durch die Formel

18) $$s = (3{,}419 - 1{,}032 \cdot d)\, d$$

ausdrücken läßt. Hat man hiernach für den der gegebenen Zahl von Pferdekräften entsprechenden Durchmesser den Kolbenhub und die Geschwindigkeit bestimmt, so ergiebt sich die Zahl der Umdrehungen durch

19) $$n = \frac{30\, v}{s}.$$

Die stündliche Dampfconsumtion bestimmt sich durch die Formel

$$V = 3600 \cdot \frac{1}{\varepsilon} \frac{d^2 v \cdot \pi}{4} \text{ Cubikmeter oder}$$

$$V_k = \frac{3600\, \gamma d^2 \pi v}{4 \varepsilon} \text{ Kilogr.}$$

wenn γ das Gewicht eines Cubikmeters Dampf bedeutet. Nun ist aber

$$\frac{\pi}{4}\frac{D^2 v}{\varepsilon} = \frac{75\,Z}{3099\,p_a\left(1 + \text{Log nat}\,\varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_a}\right)}$$

wenn man den Coefficienten $\zeta = 0{,}3$ beibehält, man hat also

20) $$V_k = 87{,}1\,\frac{Z\gamma}{p_a\left(1 + \text{Log nat}\,\varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_a}\right)}\ \text{Kilogr.}$$

und kann hiernach die Dampfconsumtion pro Pferdekraft und pro Stunde angeben.

Setzt man eine Dampfproduction von 5,5 Kilogrammen pro Kilogramm Kohle, so findet sich der stündliche Kohlenaufwand durch

21) $$K = 16\,\frac{Z\gamma}{p_a\left(1 + \text{Log nat}\,\varepsilon - \frac{\varepsilon}{p_a}\right)}\ \text{Kilogr.}$$

Da derartige Maschinen oft ausnahmsweise belastet sind, so müssen sie dann mit geringerer Expansion arbeiten und es sind demgemäß die Kessel und Pumpen auf eine höhere Dampfproduction einzurichten. Morin nimmt an, daß man höchstens mit halbem Dampfe ($\varepsilon = 2$) arbeitet, also bei

6	5	4	Atmosphären Spannung
32,64 Z	34,9 Z	38,4 Z	Kilogrammen Dampf

pro Stunde braucht.

Hiernach ist nun die Größe der Speisepumpe zu bemessen und zwar findet sich, daß dieselbe bei 6 Atmosphären Spannung pro Kolbenhub ein Volumen $= \frac{1}{327{,}6}$ von dem in den Dampfcylinder eingetretenen Dampfvolumen erzeugen können muß, oder vielmehr $\frac{1}{163{,}8}$, weil sie nur einfach wirkend ist. Gewöhnlich macht man aber das in der Speisepumpe vom Kolben beschriebene Volumen $= 1/60$ bis $1/50$ von dem im Dampfcylinder durch den Kolben bei einem einfachen Spiele beschriebenen Volumen und wenn der Kolben der Speisepumpe noch außerdem halb soviel Hub hat, als der Dampfkolben, so muß der Speisepumpenkolben einen Durchmesser erhalten gleich 0,1825 bis 0,2 vom Dampfkolbendurchmesser. Setzen wir daher

22) $$d_1 = 1/5\,d \text{ und } s_1 = 1/2\,s.$$

Auch die Heizfläche des Kessels muß unter der Voraussetzung, daß die Maschine zeitweilig mit halbem Dampfe arbeiten solle, bestimmt werden und da nach Obigem im Mittel 35 Kilogramme Dampf pro Stunde und pro Pferdekraft producirt werden müssen, ein Quadratmeter Heizfläche aber nach den Versuchen bis 33 Kilogramme Dampf erzeugen kann, so kann man, wenn man für diese ausnahmsweise Höhe der Dampfconsumtion eine Productionsfähigkeit von 30 Kilogrammen annimmt, pro Pferdekraft $\frac{35}{30} = \frac{7}{6}$ Quadratmeter Heizfläche annehmen, erhält also

23) $$H = \frac{7}{6}Z.$$

Bezüglich der Rostfläche führt Morin an, daß man gewöhnlich 40 bis 45 Kilogramme Steinkohlen pro Quadratmeter Rostfläche verbrennt, aber auch bis 80 Kilogramme verbrennen kann. Da nun zur Erzeugung von 35 Kilogr. Dampf stündlich circa 6 Kilogramme Kohle erforderlich sind, so wird man (eine Verbrennung von 72 Kilogrammen Kohle pro Quadratmeter Rostfläche angenommen) $\frac{1}{12}$ Quadratmeter Rostfläche pro Pferdekraft nöthig haben und kann also setzen:

24) $$R = \frac{1}{12}Z.$$

Für das Gewicht des Schwungradringes P giebt Morin bei fünffacher Lenkerstange, 6 Atmosphären Druck und folgenden Expansionsgraden:
für Balanciermaschinen

$\varepsilon =$	1	2	3	4
$P =$	176902	223190	254365	$285232\,\frac{Z}{n v_1^2}$

und bei Maschinen ohne Balancier, fünffacher Lenkerstange und 5 Atmosphären Spannung

$P =$	178944	233328	257335	$275120\,\frac{Z}{n v_1^2}$

Führt man die bereits oben vorgenommenen Umformungen aus, so wird für den Querschnitt des Schwungringes bei 3facher Expansion und wenn dessen Halbmesser dem doppelten Hube gleich genommen wird, gefunden:
Balanciermaschine

25) $$F = 26{,}62\,\frac{Z}{v^3}\ \text{Quadratcentimeter},$$

Maschine ohne Balancier

26) $$F = 24{,}02\,\frac{Z}{v^3}\ \text{Quadratcentimeter}.$$

Setzt man diesen Querschnitt gleich 1, so ergiebt sich sodann bei folgenden Expansionsgraden

$\varepsilon =$	1	2	3	4	
das Querschnitts-verhältniß	0,620	0,892	1	1,088	$= C_2$ bei Balancier
	0,695	0,907	1	1,069	$= C_3$ ohne Balancier

und durch Combination dieser Coefficienten mit den Formeln 25 und 26 bestimmt sich nun der erforderliche Querschnitt des Schwungringes.

Statt der soeben citirten Formeln soll nun die in Figur 2 gegegebene graphische Darstellung derselben die

Lösung der wichtigsten Fragen bei Dampfmaschinen mit Hochdruck und Expansion, aber ohne Condensation erleichtern.

Wie bei Figur 1 giebt der untere Rand der Figur die Zahl der Pferdekräfte und der linke Rand die Scala für die Durchmesser, Geschwindigkeiten, Umdrehungszahlen u. s. w. der obere Rand die Scala für die Hublängen, die Dampfspannung in Atmosphären und einige Umsetzungscoefficienten, während endlich am rechten Rande der Figur die Scalen für die Schwungringquerschnitte, die Expansionsgrade u. s. w. placirt sind.

Die Bestimmung der Durchmesser wird mit Hilfe der mit d bezeichneten Curven und der Curven der Coefficienten C und C_1 vorgenommen. Die Curve der Durchmesser d bezieht sich auf 6 Atmosphären Spannung und den Expansionsgrad $\varepsilon = 3$. Ist der Expansionsgrad ein anderer, so ist der gefundene Durchmesser mit einem Coefficienten zu multipliciren, den die mit C bezeichnete Curve angiebt, z. B. ist für eine Maschine von 50 Pferdekräften bei 5 Atmosphären Spannung und 4facher Expansion der Durchmesser zu ermitteln, so findet man zunächst mit Hilfe der Durchmessercurve, daß bei 3facher Expansion und 6 Atmosphären Spannung ein Durchmesser von 63,5 Centimetern erforderlich wäre. Geht man aber nunmehr aus dem in der Scala der Expansionsgrade am rechten Rande mit 4 bezeichneten Punkte horizontal hinüber bis in die Curve der C_1, so findet man, wenn man aus dem Schnittpunkte senkrecht aufwärts in die Scala am oberen Rande geht, daß der vorhin gefundene Durchmesser mit dem Coefficienten $C_1 = 1{,}133$ zu multipliciren ist. Statt die Multiplication auszuführen, kann man auch durch Construction das Product finden, wenn man am linken Rande die Länge 113,3 in den Cirkel nimmt und damit um o einen Bogen beschreibt, welcher im Punkte x die Horizontale der 100 schneidet, dann eine Gerade ox zieht und aus dem Durchschnittspunkte der Durchmessercurve horizontal in die Schräge eingeht, endlich aber das dabei abgeschnittene Stück oy wieder in der Scala am linken Rande abmißt. Man findet 72 Centimeter als den gesuchten Kolbendurchmesser.

Nun ist aber die Spannung des Dampfes eine andere als 6 Atmosphären, und dafür fehlt die Curve der Durchmesser; man wird aber den Durchmesser finden, wenn man den mit Hilfe der Curve der Durchmesser für 6 Atmosphären gefundenen Durchmesser mit dem Coefficienten multiplicirt, welchen für die gegebene Spannung die Curve C angiebt; z. B.: Es ist für die 50 pferdekräftige Maschine und 4fache Expansion der Durchmesser zu 72 Centimeter bestimmt worden, wenn die Spannung 6 Atmosphären beträgt. Um den richtigen Durchmesser für 5 Atmosphären Spannung zu finden, geht man hierauf vom oberen Rande der Figur aus der Scala der Spannungen bei 5 vertical hinunter bis an die Curve der 100 C und aus dem Schnittpunkte horizontal hinüber bis in die Scala am linken Rande, wodurch man den Umsetzungscoefficienten 100 C = 113 oder C = 1,13 findet, womit man obigen Durchmesser zu multipliciren hat. Die bereits angegebene Construction läßt denselben = 81,33 Centimeter ablesen.

Die Geschwindigkeiten findet man, wie bei der Niederdruckmaschine, ganz einfach durch die Curve der Geschwindigkeiten v.

Die Hublängen werden ebenso durch die beiden Curven, welche mit s und s_0 bezeichnet sind, bestimmt, wobei zu bemerken ist, daß die Curve s_0 die Hublängen für Maschinen ohne Balancier giebt, z. B. die Maschine von 50 Pferdekräften würde als Balanciermaschine 2,1 Meter Hub, als Maschine ohne Balancier 1,51 Meter Hub, in beiden Fällen aber 1,205 Meter Geschwindigkeit erhalten.

Für die Umdrehungszahlen, deren Berechnung übrigens sehr einfach ist, lassen sich nicht wohl soviel Curven ziehen, daß man zu jeder Zahl von Pferdekräften für jeden Expansionsgrad und jeden Atmosphärendruck die zugehörige Umdrehungszahl ablesen könnte. Die Figur zeigt nur 2 Curven, welche für Maschinen ohne Balancier und für solche mit Balancier bei 3facher Expansion und 6 Atmosphären Spannung gelten. In der That ist die Operation der Berechnung der Umdrehungszahlen aus den Geschwindigkeiten und Hublängen so einfach, daß man keiner Tabelle dazu bedarf.

Auch die Dampfconsumtion pro Stunde und pro Pferdekraft wird nur durch eine nach Formel 20) construirte Curve für 3fache Expansion und 6 Atmosphären Druck gegeben und zwar hat man am rechten Rande den Expansionsgrad aufzusuchen und die Dampfconsumtion in der unteren Scala in Kilogrammen abzulesen, z. B. bei 6 Atmosphären Druck und 3facher Expansion braucht man pro Pferdekraft stündlich 27,8 Kilogr. Dampf. Da sich bei 3facher Expansion die Dampfconsumtion bei niedrigeren Dampfspannungen als 6 Atmosphären wie nachstehend verhält, so ist auch noch eine Curve dieser Verhältnißzahlen C_2 eingezeichnet worden, welche annähernd auch für andere Expansionsgrade anwendbar ist.

Bei	6	5,5	5	4,5	4 Atmosphären
hat man C_2 =	1	1,037	1,035	1,146	1,228

als die Verhältnißzahlen, in welchen die Dampfconsumtion zu einander steht, man erhält also durch diese mit 100 C_2 bezeichnete Curve, für welche der Eingang am oberen Rande ist, die am linken Rande abzulesenden Coefficienten C_2, mit denen die aus der Curve der Dampfconsumtion bei 6 Atmosphären abgeleiteten Werthe zu multipliciren sind.

Der Kohlenverbrauch ist nach Formel 21) für 6 Atm. Spannung durch die mit 10 K bezeichnete Curve ausgedrückt. Sucht man also rechts den Expansionsgrad und geht in dieser Horizontalen bis zur Curve, so giebt die Senkrechte im Schnittpunkte den zehnfachen Kohlenverbrauch pro Pferdekraft und pro Stunde am unteren Rande. Für andere Spannungen gilt dieselbe Coefficientencurve C_2 wie vorher. Man erkennt z. B., daß eine Maschine von 30 Pferdekräften, welche mit 4,5 Atmosphären Spannung und 3facher Expansion arbeitet, pro Pferdekraft und pro Stunde $1{,}146 . 5 = 5{,}73$ Kilogramme oder in Summa $30 . 5{,}73 = 172$ Kilogramme Kohle pro Stunde braucht.

Ueber die Bestimmung des Speisepumpendurchmessers, dessen Curve mit d_1 bezeichnet ist, der Heizfläche, welche durch die Gerade H, und der Rostfläche, welche durch die Gerade 10 R repräsentirt wird, ist etwas Weiteres nicht zu bemerken, wohl aber ist noch von der

Bestimmung des Schwungradquerschnittes zu sprechen. Es sind in der Figur 2 zwei Curven verzeichnet, wovon die eine die Querschnitte des Schwungringes für 3fache Expansion und 6 Atmosphären Pressung bei Balanciermaschinen, die andere dieselben für Maschinen ohne Balancier mit 5 Atmosphären Spannung und 3facher Expansion [nach den Formeln 25) und 26)] angiebt und welche mit F und F_0 bezeichnet sind. Letztere Curve kann zugleich für die Aufsuchung des Schwungringquerschnittes von Balanciermaschinen mit 5 Atmosphären Spannung benutzt werden. Eine dritte Curve C_3 giebt die Coefficienten, womit man die für dreifache Expansion gefundenen Querschnitte multipliciren muß, wenn man einen anderen Expansionsgrad anwendet. Diese Curve gilt streng genommen nur für 6 Atmosphären Spannung und Balanciermaschinen, aber die Abweichungen sind für niedrigere Spannungen oder Maschinen ohne Balancier so gering, daß daß man sie auch für diese anzuwenden vermag.

Für die umgekehrten Operationen, die man mit dieser Tafel vornehmen kann, ist noch zu bemerken, daß der angenommene Constructionscoefficient $\zeta = 0{,}3$ niedriger ist, als der Wirkungsgrad gut gehaltener Maschinen, welcher nach Morin durch

27) $$\eta = 0{,}35 + 0{,}00278\,(Z - 4)$$

ausgedrückt werden kann. Es ist deshalb in Figur 2 mit der Bezeichnung $100\,\eta$ eine Linie eingezeichnet worden, welche die Verhältnißzahlen angiebt, womit die einem gewissen Durchmesser nach der Tafel entsprechenden Pferdekräfte zu multipliciren sind, um die wahre Leistung zu erhalten; z. B. für den Durchmesser von 50 Centimetern findet man bei 6 Atmosphären Spannung und dreifacher Expansion 29 Pferdekräfte als entsprechende Leistung; geht man aber nunmehr bei 29 senkrecht aufwärts in die Transversale der η und liest man dann am linken Rande ab, so findet man den Coefficienten 0,43 und kann daher bei guter Ausführung und Wartung der Maschine auf $\frac{0{,}43}{0{,}3}\,29 = 41{,}5$ Pferdekräfte rechnen.

3) Maschinen mit Hochdruck, Expansion und Condensation.

Bei dieser Gattung von Maschinen kann die Expansion bis auf 0,5 bis 0,6 Atmosphären getrieben und die Spannung im Condensator bis auf 0,1 Atmosphäre reducirt werden. Wendet man also 5 4,5 4 Atm. Spannung an,
so ist 8 7 6 fache Expansion
zulässig und man erhält aus der allgemeinen Formel

28) $$Z = \eta . \frac{1000}{75} . \frac{p}{\varepsilon} \frac{d^2 v \pi}{4} \left(1 + \text{Log nat}\, \varepsilon - \frac{0{,}1033 . \varepsilon}{p}\right)$$

zur Bestimmung der Durchmesser die Formeln

$$d = 0{,}071178 \sqrt{\frac{Z}{\eta . v}} \quad \text{bei 5 Atmosphären,}$$

$$d = 0{,}071787 \sqrt{\frac{Z}{\eta . v}} \quad \text{“ 4,5 “}$$

$$d = 0{,}072449 \sqrt{\frac{Z}{\eta . v}} \quad \text{“ 4 “}$$

Wie man bei der Construction dieser Curven sieht, sind dieselben so wenig verschieden, daß davon in Figur 3 nur die Curve der Durchmesser bei 4 Atmosphären Spannung eingetragen werden konnte.

Aendert sich der Expansionsgrad, so verhält sich der dem Expansionsgrade ε_1 entsprechende Durchmesser d_1 zu demjenigen, welcher der sechsfachen Expansion bei 4 Atmosphären Spannung entspricht, wie

$$\sqrt{\frac{1}{6}\left(1 + \text{Log nat}\, 6 - \frac{0{,}1 . 6}{4}\right)} \text{ zu}$$

$$\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_1}\left(1 + \text{Log nat}\, \varepsilon_1 - \frac{0{,}1 . \varepsilon_1}{4}\right)}.$$

Bezeichnet man diese Verhältnißzahl mit C, so erhält man bei

$\varepsilon =$	7	6	5	4	3	2	1
C =	1,0619	1	0,9413	0,8771	0,8079	0,7321	0,6720

Bei anderen Dampfspannungen erhält man nahezu dieselben Coefficienten.

Verändert sich dagegen bei gleicher Expansion und Condensation die Spannung, so verhalten sich die Durchmesser, welche der Spannung p_1, entsprechen, zu demjenigen, welcher bei 4 Atmosphären und sechsfacher Expansion nöthig ist, wie

$$\sqrt{4\left(1+\text{Log nat } 6-\frac{0{,}1\,.\,6}{4}\right)} \text{ zu}$$
$$\sqrt{\left(1+\text{Log nat } 6-\frac{0{,}1\,.\,6}{p_1}\right)p_1};$$

man erhält also folgende Coefficienten:

bei	2	3	4	5	6 Atmosphären
wird $C_1 =$	1,456	1,166	1,000	0,889	0,809

Durch Benutzung dieser Coefficienten erhält man also sehr annähernd richtig die Durchmesser einer Mitteldruckmaschine mit gegebener Spannung und Expansion aus den Durchmessern, welche bei 4 Atmosphären Spannung und sechsfacher Expansion nöthig wären.

Für die Kolbengeschwindigkeit wird wieder die obige Formel

29) $$v = 0{,}816 + 0{,}055\sqrt{Z}$$

anwendbar sein und

für die Hubhöhen erhält man die Formeln

30) $s_0 = (2{,}845 - 1{,}143\,d)\,d$ bei Maschinen ohne Balancier,

31) $s = (4{,}026 - 1{,}367\,d)\,d$ " " mit "

Als Constructionscoefficienten wenden wir steigende Coefficienten an, wie sie die Formel

32) $$\zeta = 0{,}34 + 0{,}001\,Z$$

giebt, welche die von Morin aus seinen Versuchen abgeleiteten Wirkungsgrade ziemlich gut wiedergiebt. (Streng genommen ist diese Formel widersinnig, weil sie für 0 Pferdekraft schon einen endlichen Wirkungsgrad angiebt.)

Bei Ermittelung der von der Dampfproduction abhängigen Maschinentheile räth Morin an, darauf Bedacht zu nehmen, daß sie dem Arbeiten der Maschine mit $^1/_3$ Dampf zu genügen vermögen.

Wenn nun der stündliche Dampfverbrauch bei sechsfacher Expansion gegeben ist durch $3600 \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{d^2\pi}{4} \cdot v\gamma$, so findet sich, wenn man für d^2v den aus der Formel 28) folgenden Ausdruck substituirt, für dreifache Expansion

33)
$$\begin{cases} V_k = 29{,}76\,Z & \text{Kilogr. bei 5 Atmosphären,} \\ V_k = 30{,}20\,Z & " \quad " \quad 4{,}5 \quad " \\ V_k = 30{,}66\,Z & " \quad " \quad 4 \quad " \end{cases}$$

wofür der Mittelwerth $V_k = 30\,Z$ angenommen werden soll.

Die Injectionswassermenge berechnet sich unter der Annahme, daß das kalte Wasser eine Temperatur von 12 Graden besitzt und daß nach der Condensation eine Temperatur von 35 Graden erreicht wird, auf

34)
$$\begin{cases} W = 864{,}42\,Z & \text{Liter pro Stunde bei 5 Atmosphären,} \\ W = 871{,}88\,Z & " \quad " \quad " \quad " \quad 4{,}5 \quad " \\ W = 880{,}24\,Z & " \quad " \quad " \quad " \quad 4 \quad " \end{cases}$$

also im Mittel auf 29 mal soviel als Speisewasser nöthig ist: $W = 870\,Z$.

Vergleicht man den Hubinhalt der Kaltwasserpumpe mit demjenigen des Dampfkolbens während des Dampfzutritts, so findet man, daß er bei

	5	4,5	4	Atmosphären
nur	$\frac{1}{13{,}5}$	$\frac{1}{14{,}7}$	$\frac{1}{16{,}5}$	

davon zu sein braucht, obgleich die Kaltwasserpumpe nur einfach wirkend ist. Man kann also, wenn die Kaltwasserpumpe halb soviel Hub erhält als der Dampfkolben, mit genügender Sicherheit setzen

35) $$d_1 = 0{,}3\,d \text{ und } s_1 = 0{,}5\,s.$$

Für die Luftpumpe findet Morin, daß der Inhalt eines Luftpumpenkolbenhubes bei

5	4,5	4	Atmosphären Spannung
$\frac{1}{2{,}615}$	$\frac{1}{2{,}88}$	$\frac{1}{3{,}13}$	

von dem Inhalte des Dampfkolbenhubes während des Dampfzutrittes betragen muß und es ergiebt sich also der Durchmesser des Luftpumpenkolbens, wenn derselbe halb soviel Hub als der Dampfkolben besitzt

36) $$d_2 = 0{,}48\,d \text{ und } s_2 = 0{,}5\,s.$$

Die Speisepumpe endlich soll nach Morin eine solche Größe erhalten, daß der vom Speisepumpenkolben beschriebene Raum $^1/_{60}$ bis $^1/_{80}$ des vom Dampfkolben während des höchsten Dampfeintritts beschriebenen Raumes beträgt. Befindet sie sich nun bei $^1/_3$ Abstand vom Balanciermittel, so erhält man als Durchmesser und Hub:

37) $$d_3 = \frac{1}{8}\,d \text{ und } s_3 = \frac{1}{3}\,s.$$

Für die Dampfconsumtion und Kohlenconsumtion gelten ganz ähnliche Formeln wie bei der Hochdruckmaschine mit Expansion ohne Condensation, nämlich

38) $$V_k = 70 \cdot \frac{Z\gamma}{p_a\left(1+\text{Log nat } \varepsilon - \frac{0{,}1\,.\,\varepsilon}{p_a}\right)},$$

39) $$K = 11^2/_3 \cdot \frac{Z\gamma}{p_a\left(1+\text{Log nat } \varepsilon - \frac{0{,}1\,.\,\varepsilon}{p_a}\right)}.$$

Was die Heizfläche anlangt, so ist, wenn man für die Ausnahmefälle, wo die Maschine mit $^1/_3$ Dampf arbeitet, auch eine ausnahmsweise hohe stündliche Dampfproduction von 30 Kilogrammen pro Quadratmeter Heizfläche annimmt, die Heizfläche gleich 1 Quadratmeter pro Pferdekraft zu setzen, also

40) $$H = Z \text{ Quadratmeter.}$$

Bei einer stündlichen Kohlenconsumtion von 3,5 bis 4 Kilogrammen pro Pferdekraft braucht man, wenn man 70 bis 80 Kilogrammen Kohle als höchstes Quantum pro Quadratmeter ansetzt, eine Rostfläche von

41) $$R = \frac{Z}{20} \text{ Quadratmeter.}$$

In Bezug auf das Gewicht des Schwungrades theilt Morin folgende Werthe mit:

Bei Balanciermaschinen und dem Expansionsgrade

$\varepsilon =$	3	4	5	6	7	8
ist P =	230515	243792	250976	259322	266608	$270381 \frac{Z}{n v_1^2}$

und bei Maschinen ohne Balancier und fünffacher Expansion

$$P = 213296 \frac{Z}{n v_1^2}$$

zu machen, wenn die Dampfspannung 5 Atmosphären beträgt. Führt man die bei der Besprechung der Niederdruckmaschine vorgenommenen Substitutionen und Umformungen aus, indem man den Halbmesser des Schwungrades gleich dem doppelten Kolbenhube nimmt, so erhält man für den Querschnitt des Schwungringes bei Balanciermaschinen und $^1/_6$ Expansion

42) $$F = 24{,}2 \frac{Z}{v^3}$$ Quadratcentimeter

und bei der Maschine ohne Balancier und $^1/_5$ Expansion

43) $$F = 19{,}9 \frac{Z}{v^3}.$$

Die Behandlung der graphischen Tabelle Figur 3, welche hiernach berechnet ist, ist genau so wie bei Figur 2. Sie giebt also durch die Curve der d die Dampfcylinderdurchmesser in Centimetern, durch die Curve der d_2 den Kaltwasserpumpendurchmesser, durch diejenige der d_1 den Luftpumpenkolbendurchmesser und durch die Curve der d_3 den Durchmesser der Speisepumpe, sämmtlich für 4 Atmosphären und sechs- respective dreifache Expansion. Eine andere mit v bezeichnete Curve zeigt die Geschwindigkeiten des Dampfkolbens in Centimetern an. Auch für die Hublängen sind zwei Curven vorhanden, und zwar die eine (s) für Maschinen mit Balancier, die andere (s_0) für Maschinen ohne Balancier. Demnach sind auch zwei Curven der Umdrehungszahlen vorhanden, welche ebenfalls für 4 Atmosphären und sechsfache Expansion gelten. Zur Ermittelung der Durchmesser für andere Expansionsgrade und Spannungen sind die Curven C und C_1 verrissen. Die Curve V_k giebt die Dampfconsumtion, die Curve K die Kohlenconsumtion pro Pferdekraft und pro Stunde. Die Heizflächen und Rostflächen sind durch zwei schräge gerade Linien zu finden und endlich befinden sich in der Figur zwei Curven (F) und (F_0), welche die Schwungringquerschnitte für Maschinen mit Balancier bei sechsfacher Expansion und 5 Atmosphären Spannung und für solche ohne Balancier mit fünffacher Expansion und 5 Atmosphären Spannung angeben und eine Curve C_2, welche die Coefficienten erkennen läßt, womit die gefundenen Querschnitte für andere Expansionsgrade als 6 zu multipliciren sind. Ueberall ist die Richtung, in welcher abgelesen werden muß, durch die beigesetzten kleinen Pfeile angedeutet.

Wir erkennen vollkommen an, daß die fraglichen graphischen Tabellen keine ganz allgemeine Lösung aller vorkommenden Aufgaben bieten, hoffen aber, daß sie selbst in diesem unvollkommenen Zustande wenigstens für den ersten Entwurf den Maschinenbauern einige Erleichterung gewähren werden, um so mehr, da sie wenigstens den Weg anzeigen, wie sich jede Maschinenbauanstalt vollständigere und mit ihren Ansichten mehr übereinstimmende Tabellen gleicher Art anfertigen kann. Auch erlauben wir uns, noch auf die allgemeinen Verhältnisse aufmerksam zu machen, welche die Vergleichung der drei Diagramme unter sich, erkennen läßt. Sie lehrt uns z. B., daß die gleich starken Maschinen zugehörigen Cylinder immer stärker werden, wenn man vom ersten System zum dritten übergeht, und daß umgekehrt die Dampf- und Kohlenconsumtion sehr wesentlich abnimmt. Die Abnahme dieser Dampfconsumtion bei zunehmender Expandirung und dagegen die erforderliche Vergrößerung des Schwungradgewichtes, sind ebenfalls sehr in die Augen springende Resultate. Nicht weniger deutlich zeigt sich die starke Zunahme des Schwungradquerschnittes beim Uebergange aus dem Watt'schen Systeme in die Maschine mit Hochdruck, Expansion und Condensation u. s. w.

Ueber die Dampfvertheilung bei den neueren Locomotivensteuerungen.

Von

Prof. Dr. Gustav Zeuner.

(Hierzu Tafel 2 bis 5.)

Die Vorrichtungen, welche zur Bewegung des Dampfschiebers bei Dampfmaschinen in Vorschlag und Ausführung gekommen sind, sind außerordentlich mannichfaltig, besonders sind es die Locomotivensteuerungen, auf deren Verbesserung und möglichst zweckmäßige Construction man von jeher bedacht war.

Die Bedingungen, die hier zu erfüllen sind, nämlich nur durch entsprechende Bewegung eines einfachen Schiebers oder zweier über einander liegender Schieber eine variable Expansion, sowie nach Belieben Vor- nnd Rückwärtsgang der Maschine zu erreichen, lassen auf den ersten Augenblick erwarten, daß die hierzu gehörigen Bewegungsmechanismen sehr complicirt sein müssen; umsomehr überrascht es bei dem genaueren Studium der verschiedenen in Anwendung gekommenen Vorrichtungen, auf welche sinnreiche und einfache Art die Constructeurs bis jetzt diese Bedingungen erfüllt haben.

Die Coulissensteuerungen von Stephenson, Gooch, Hawthorn, Heusinger von Waldegg, die Steuerungen mit Expansionsschiebern von Meyer, Gonzenbach u. s. w. gehören unstreitig zu den interessantesten Bewegungsmechanismen, die im Maschinenbau vorkommen. Besonders bemerkenswerth ist es aber, daß alle diese Steuerungen ohne Hilfe von Rechnung und Theorie, nur durch Versuche und ernstes Nachdenken entstanden sind und nach und nach die jetzige Vollkommenheit erreicht haben. Mögen auch diejenigen Steuerungen, die Alles durch Bewegung eines einzigen Schiebers erreichen wollen, noch ihre Mängel in sofern haben, als die Dampfvertheilung bei starker Expandirung, wegen der damit zusammenhängenden starken Compression des Dampfes hinter dem Kolben nicht ganz zweckmäßig ist, so läßt sich doch behaupten, daß schwerlich einfachere und sinnreichere Anordnungen zur Bewegung dieses einen Schiebers erdacht werden können, als dies mit den oben angeführten Steuerungen der Fall ist.

Heusinger v. Waldegg hat in seinem schätzbaren Werke: „Abbildung und Beschreibung der Locomotive-Maschine" (Wiesbaden 1854), von den hauptsächlichsten Steuerungen, wie sie seit Erfindung der Locomotive in Gebrauch gekommen sind, Abbildungen gegeben. Die meisten dieser Vorrichtungen werden zwar jetzt nicht mehr benutzt und sind hauptsächlich durch die Coulissensteuerungen verdrängt worden, doch sind noch eine ziemliche Anzahl verschiedener Anordnungen in Gebrauch, was darauf hindeutet, daß die Ansichten über die Zweckmäßigkeit der einen oder der anderen Steuerungsvorrichtung noch verschieden sind. Es muß daher von Interesse sein, zu untersuchen, inwiefern sich die verschiedenen noch in Gebrauch befindlichen Steuerungen hinsichtlich der Dampfvertheilung unter einander verhalten und die Vorführung derartiger allgemeiner Untersuchungen der wichtigsten Locomotivensteuerungen ist der Zweck dieses Aufsatzes. Untersuchungen an bestehenden Steuerungen verschiedener Art genügen nicht, um den Einfluß aller einzelnen Theile der Vorrichtungen auf die Dampfvertheilung zu erkennen, sondern hierzu bedarf es der Rechnung.

Der Verfasser hat schon in einem früheren Artikel, Band II, S. 202 gezeigt, wie leicht sich durch Herstellung eines eigenthümlichen Diagrammes die Dampfvertheilung bei der Stephenson'schen und Gooch'schen Coulisse untersuchen läßt; dasselbe dort angegebene Verfahren läßt sich nun auf jede andere Steuerung mit derselben Leichtigkeit anwenden und wird dazu dienen können, die Vortheile und Nachtheile der einzelnen Steuerungen gegen einander zu vergleichen. Im Folgenden sollen nur die wichtigsten und complicirtesten Steuerungen Beachtung finden, da sich leicht die Methode auf alle übrigen ausdehnen läßt, ferner werde ich auch die Untersuchung nur auf die Locomotivensteuerungen beschränken, da die Steuerungen für stationäre Maschinen immer einfacher sind und leicht aus dem Folgenden auf diese Schlüsse gezogen werden können. Auf die Coulissensteuerungen von Stephenson und Gooch soll hier nur soweit eingegangen werden, als es zu Vergleichungen mit den zu behandelnden Vorrichtungen erforderlich ist; im Uebrigen verweise ich auf den schon citirten Artikel. Die Dampfvertheilung und die ganze Schieberbewegung, wie sie durch die im Folgenden betrachteten Steuerungen erreicht wird, ist bis jetzt noch nie auf dem Wege der Rechnung untersucht worden, ja selbst die Untersuchung der Wirkungsweise der verschiedenen Expansionsschieber wurde bisher ganz vernachlässigt; in Bezug der letzteren führt das neue Verfahren zu ganz eigenthümlichen Resultaten.

Die folgenden Blätter sollen nun folgende Steuerungen behandeln.

A. Locomotivensteuerungen mit einem Schieber.
   1. Steuerung von Heusinger v. Waldegg.
   2. Steuerung von Hawthorn.

B. Locomotivensteuerungen mit zwei Schiebern.
   1. Steuerung von Gonzenbach.
   2. Steuerung von Meyer.

A. Locomotivensteuerungen mit einem Schieber

Zu diesen Steuerungen gehören außer den angeführten auch die schon a. a. O. untersuchten Anordnungen von Stephenson und Gooch, die folgenden beiden Arten bilden sonach gewissermaßen eine Ergänzung des früheren Aufsatzes. Ich beginne hier die Untersuchung mit der

1. Steuerung von Heusinger v. Waldegg.

Diese höchst sinnreiche Vorrichtung ist auf Tafel 2, Figur 1, in der Seitenansicht dargestellt, wie diese Heusinger v. Waldegg in seinem erwähnten Werke, wie auch im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens", Bd. 9, S. 90, giebt. O ist der Mittelpunkt der Triebwelle; R die Krummzapfenwarze, an welche ein Arm (Gegenkurbel) RD angeschweißt ist, der an seinem Ende den Zapfen D zur Führung der Excentricstange DC trägt. Dieser Arm vertritt also das Excentric in der Weise, daß OD als Excentricität anzusehen ist, die senkrecht auf der Krummzapfenrichtung OR steht.

Mittelst der Excentricstange DC wird die Coulisse CK, die sich um den festen Punkt I drehen kann, in schwingende Bewegung gesetzt. Die Coulisse besteht aus 3 Platten, an deren beiden äußersten Zapfen I angeschweißt sind, die sich in einem Lager drehen, das sich an einem an den Cylinder befestigten Stuhl A befindet. Die mittlere Platte der Coulisse hat einen bogenförmigen Ausschnitt, in welchem sich der Leitblock K am Ende der Schubstange PK mittelst der Zugstange KH zum Zweck der veränderlichen Expansion auf und abschieben läßt.

Die Schubstange PK steht mit ihrem Ende P mit zwei Hebeln MS in Verbindung, die oben die Schieberstange VV gelenkartig umfassen, unten aber sich in drehbaren Büchsen S hin- und herschieben lassen, die an einer Verlängerung des Kolbenstangen-Kopfes W angebracht sind. Der Hebel MS erhält also eine ganz eigenthümliche Bewegung; das Ende S geht mit der Kolbenstange hin und her, der Punkt P erhält eine andere, ebenfalls schwingende Bewegung von der Coulisse aus und daraus resultirt für den zweiten Endpunkt M eine solche Bewegung, daß dieselbe zur Führung des Dampfschiebers geeignet ist, wie die Erfahrung und die folgende Betrachtung zeigt.

In Figur 2 sind die einzelnen Theile nur durch Linien, aber mit denselben Buchstaben bezeichnet. Befindet sich der Krummzapfen OR in dem einen todten Punkte, also in OR_1, so ist der Kolben am Anfang des Hubs; der Arm am Kolbenstangenkopfe in T_1S_1. In diesem Momente ist der Halbmesser der Excentricität in OD_1 und die Coulisse nimmt die mittlere Stellung C_1IE_1 ein, die Schubstange liegt in K_1P_1 und der die Schieberstange leitende Hebel in $S_1P_1M_1$. Dreht man jetzt den Krummzapfen um 180°, also in die Lage OR_2, so ist der Kolbenstangenkopf an das andere Ende T_2S_2 gekommen, die Coulisse steht wieder in der mittleren Lage, weil die Excentricität nach OD_2 gekommen ist. Die Schubstange liegt also ebenfalls wieder in K_1P_1 und der den Schieber leitende Hebel ist jetzt in die Lage S_2M_2 gekommen, d. h. der Schieber ist während der angenommenen Bewegung um den Weg M_1M_2 von links nach rechts gegangen. Halbirt man M_1M_2 in X, so deutet dies die mittlere Schieberstellung an, weil die Schieberbewegung eine symmetrische sein muß, wenn wir in Gedanken das Schiebermittel direct mit dem Ende M des Lenkhebels in Verbindung stehend denken. Uebrigens liegt die Gerade XP_1Y in dem Mittel des Kolbenhubes S_1S_2. Die Entfernungen M_1X und M_2X geben also die Ausweichungen des Schiebers aus seiner mittleren Stellung, wenn der Krummzapfen in den beiden todten Punkten steht. Da mit den beiden Entfernungen M_1X und M_2X das Voreilen im innigen Zusammenhange steht, wie das Folgende zeigt, und dieses constant für alle Expansionsgrade sein soll, so muß die Lage des Hebels M_1S_1 oder M_2S_2 unverändert bleiben, wenn man das Ende K_1 der Schubstange K_1P_1 in der Coulisse auf- und abschiebt, während der Krummzapfen in einem der todten Punkte steht; es darf also während dieser Hebung und Senkung der Schubstange der Endpunkt P_1 seine Lage nicht ändern. Man erkennt sofort, daß dies der Fall ist, wenn der bogenförmige Ausschnitt der Coulisse nach einem Kreisbogen gekrümmt ist, dessen Radius die Länge K_1P_1 der Schubstange ist. Ferner ist es am zweckmäßigsten, den Drehpunkt I der Coulisse in eine Parallele IP_1 zur Schieberstangenrichtung VV zu legen.

Verfolgt man die Bewegung des Schiebers während einer Drehung des Krummzapfens durch Rechnung, so ergiebt sich, daß die Aufstellung der betreffenden Formeln für den Schieberweg außerordentliche Schwierigkeiten macht, nimmt man aber zu Näherungsrechnungen seine Zuflucht, so gestalten sich die Verhältnisse sehr einfach.

Es sei die Excentricität $OD = r$, Figur 2, der Radius des Krummzapfens $OR = R$; die halbe Länge IC der Coulisse $= c$, und die Entfernung IK des Leitblockes K vom Coulissenmittelpunkte für einen beliebigen Expansionsgrad $= u$. Ferner liege bei der mittleren Coulissenstellung der Führungspunkt P_1 um $P_1X = h$ von der Schieberstange VV ab,

und die Entfernung $P_1Y = QS_1$ des Mittels der Leitbüchse S von der Parallelen IQ zur Schieberstange betrage k. Endlich setzen wir eine möglichst lange Excentric- und Schubstange voraus. Gehen wir nun von der Lage OR_1 des Krummzapfens aus, so befindet sich in diesem Augenblicke die Coulisse in der Lage C_1E_1, der Lenkhebel in der Lage S_1M_1 und das Schiebermittel um M_1X aus seiner mittleren Stellung entfernt. Statt nun anzunehmen, Krummzapfen und Excentricität drehen sich gemeinschaftlich um einen Winkel ω, soll der einfachen Uebersicht wegen mit beiden die Drehung einzeln vorgenommen werden. Denkt man sich also einstweilen den Krummzapfen fest in OR_1 liegend, und dreht man die Excentricität r in der Richtung des Pfeiles um den Winkel $D_1OD = \omega$, so ist der Endpunkt D der Excentricstange und daher auch der Verbindungspunkt C derselben mit der Coulisse annähernd um den Weg OF nach rechts gerückt und zwar ist dieser Weg $= r \sin\omega$. Während der Endpunkt C um $CC_1 = r \sin\omega$ nach rechts geht, kommt die Coulisse in die Lage CIE und der Leitblock K_1 rückt daher nach K in der Art, daß

$$\frac{KK_1}{IK} = \frac{CC_1}{IC}$$

oder unserer Bezeichnung gemäß $KK_1 = \frac{u}{c} r \sin\omega$ ist. Durch die Bewegung des Punktes K_1 ist auch das andere Ende P_1 der Schubstange K_1P_1 nach P gekommen, so daß annähernd $PP_1 = KK_1 = \frac{u}{c} r \sin\omega$ ist. Da nun vorläufig der Krummzapfen in OR_1 fest liegend gedacht wurde, so hat auch der Arm S_1T_1 oder die Büchse S_1 ihre Lage nicht verändert; und daher würde der Lenkhebel durch die Bewegung von P_1 aus der Lage $S_1P_1M_1$ in die Lage S_1PM_3 gekommen und das Schiebermittel von M_1 nach M_3 gegangen sein, wenn sich nicht gleichzeitig der Krummzapfen um den Winkel ROR_1 ebenfalls gedreht hätte. Zunächst mag aber der Weg M_1M_3 des Schiebers bestimmt werden. Während der Bewegung von P_1 nach links tritt der Punkt P_1 zwar aus der Geraden P_1I heraus, weil $M_1P_1 = M_3P$ ist, da aber diese Größe stets sehr klein ist, so läßt sich annähernd annehmen, der Punkt P_1 bewege sich stets gerade wie M_1 geradlinig hin und her, und zwar so, daß $P_1P \parallel M_1M_2$; daher folgt denn der Figur 2 gemäß

$$\Delta\, M_1S_1M_3 \sim \Delta\, PP_1S_1, \text{ wonach}$$

$$\frac{M_1M_3}{PP_1} = \frac{M_1S_1}{P_1S_1} = \frac{LS_1}{QS_1}$$

oder nach der angenommenen Bezeichnung und weil

$$PP_1 = \frac{u}{c} r \sin\omega \text{ war:}$$

$$(1) \qquad M_1M_3 = \frac{h+k}{k} \cdot \frac{u}{c} \sin\omega.$$

M_3 ist jedoch nicht der wahre Ort des Schiebermittels; dreht man nämlich jetzt den Krummzapfen um den Winkel $R_1OR = \omega$ nach, so rückt der Arm S_1T_1 nach ST, der Lenkhebel verschiebt sich in der Büchse S, während er sich um den jetzt ruhenden Punkt P dreht, und führt das Schiebermittel von M_3 nach M, d. h. dorthin, wohin es auch gekommen wäre, wenn wir beide Drehungen, die des Krummzapfens und der Excentricität gleichzeitig vorgenommen hätten: Der Weg MM_3 berechnet sich nun aber leicht. Es ist

$$\Delta\, MM_3P \sim \Delta\, SPS_1, \text{ daher}$$

$$MM_3 : SS_1 = M_3P : PS_1, \text{ oder wegen}$$

$$M_3P : PS_1 = LQ : S_1Q = h : k$$

$$MM_3 = \frac{h}{k} \cdot SS_1.$$

Nun ist aber SS_1 nichts anderes als der Kolbenweg für den Drehwinkel ω, also

$SS_1 = TT_1 = UR_1 = R(1 - \cos\omega)$ annähernd.

Man kann hier den Einfluß der Länge der Kurbelstange um so leichter vernachlässigen, als das Glied SS_1 zur Bestimmung von MM_3 mit dem kleinen Bruche $\frac{h}{k}$ multiplicirt werden muß. Setzen wir den Werth von SS_1 oben ein, so wird:

$$(2) \qquad MM_3 = \frac{h}{k} R(1 - \cos\omega).$$

Bei der jetzigen Stellung OR des Krummzapfens ist also, wie die Figur zeigt, der Schieber um MX aus der mittleren Stellung gerückt uud es ist:

$$(3) \qquad MX = M_1X + M_1M_3 - MM_3;$$

Nun hat man aber noch:

$$\frac{M_1X}{XP_1} = \frac{P_1Q}{QS_1} \text{ oder weil}$$

$$P_1Q = S_1Y = S_2Y = R \text{ ist}$$

$$M_1X = \frac{h}{k} R.$$

Setzt man diesen Werth, sowie die Resultate von Gleichung (1) und (2) in Gleichung (3), so folgt nach geringer Reduction der Schieberweg oder die Ausweichung des Schiebers von der Mitte seines Hubes bei dem Drehwinkel ω, also $MX = \xi$

$$\xi = \frac{h}{k} R \cos\omega + \frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r \sin\omega. \qquad (I)$$

Setzt man der Einfachheit wegen

$$\frac{h}{k} R = A$$

und für einen bestimmten Expansionsgrad, also für ein gegebenes u:

$$\frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r = B,$$

so folgt die Gleichung für den Schieberweg:

$$\xi = A \cos\omega + B \sin\omega. \qquad (II)$$

Genau dieselbe Form der Gleichung erhält man für den Schieberweg bei der einfachen Steuerung mit einem Excentric, bei der Stephenson'schen sowie bei der Gooch'schen Coulissensteuerung; wie der Verfasser in Band II, S. 206, nachgewiesen hat. An demselben Orte ist gezeigt worden, daß obige Gleichung die Polargleichung zweier sich berührender Kreise ist, deren Pol im Berührungspunkte liegt. Zieht man nämlich zwei auf einander rechtwinkelig stehende Axen (Fig. 3), trägt auf die Axe OX den Werth

$$OP_1 = A = \frac{h}{k} R;$$

auf die Axe OY den Werth

$$OP_2 = B = \frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r$$

auf und beschreibt man durch die drei Punkte OP_1P_2 einen Kreis, dessen Mittelpunkt, wie leicht nachzuweisen ist, in der Mitte C_4 der Verbindungslinie P_1P_2 liegt, so giebt dieser Kreis über die ganze Schieberbewegung Aufschluß. Denkt man sich den Krummzapfen in der Richtung OX liegend, und zwar in diesem Augenblicke im todten Punkte befindlich, O als Mittelpunkt der Triebwelle und nun den Krummzapfen um den Winkel $POX = \omega$ gedreht, so giebt OP ohne Weiteres den diesem Drehwinkel entsprechenden Schieberweg und zwar in natürlicher Größe, wenn die Werthe A und B in solcher aufgetragen sind.

Besser ist es, wenn man den Mittelpunkt des aus C_4 beschriebenen Kreises, den wir den Schieberkreis nennen, in der Weise bestimmt, daß man von O aus auf OX den Werth $OB = \frac{A}{2} = a$ als Abscisse aufträgt und das in B errichtete Perpendikel, die Ordinate $BC_4 = \frac{B}{2} = b$ macht.

In Figur 4 ist der Schieber in seiner mittleren Stellung gezeichnet, e ist die äußere, i die innere Deckung. In Figur 5 erscheint der Schieber um ξ aus seiner mittleren Stellung gerückt; die dabei stattfindende Eröffnung für den Dampfeintritt ist mit a_1 bezeichnet; man erkennt aus der Figur, daß $\xi = e + a_1$ oder die Dampfeintrittsöffnung $a_1 = \xi - e$ ist. Aus demselben Grunde ist die Eröffnung für den Dampfaustritt auf der anderen Seite $a_2 = \xi - i$.

Beschreibt man in Figur 3 von O aus Kreise mit der inneren und äußeren Deckung, so also, daß $OV_1 = OV = OV_2 = e$ und $OW_1 = OW = i$ ist, so ergiebt sich für den Drehungswinkel $ROX = \omega$ des Krummzapfens sofort

$$VP = OP - OV = \xi - e = a_1$$
$$WP = OP - OW = \xi - i = a_2.$$

Ist die Figur in natürlicher Größe gezeichnet, so läßt sich also für jeden beliebigen Drehungswinkel, der Schieberweg OP, die Eröffnung für den Dampfeintritt VP und die für den Dampfaustritt WP, sofort abmessen.

Steht der Krummzapfen im todten Punkt, so ist OP_1 die Ausweichung des Schiebers für diesen Augenblick; P_1V_1 die hier stattfindende Dampfeintrittsöffnung, das sogenannte äußere Voreilen; W_1P_1 die Dampfaustrittsöffnung, das innere Voreilen.

Sucht man die Durchschnitte V_3 und V_4 des Schieberkreises mit dem mit der äußeren Deckung beschriebenen Kreis auf, und verbindet V_3 und V_4 mit O, so ist V_3OX der Winkel, um welchen der Krummzapfen vor dem todten Punkte steht, wenn der Dampfeintritt rechts bei der durch den Pfeil angedeuteten Drehrichtung schon beginnt, V_4OX hingegen ist der Winkel, um welchen der Krummzapfen hinter dem todten Punkte steht, wenn der Dampfaustritt aufhört, also die Expansion beginnt.

Verbindet man ebenso die Durchschnitte W_3 und W_4 des Schieberkreises mit dem mit der inneren Deckung beschriebenen Kreis mit O, so giebt $\angle W_3OX$ die Stellung des Krummzapfens vor dem todten Punkte, wenn links der Dampfaustritt schon beginnt, und $\angle W_4OX$ ist der Winkel, um welchen der Krummzapfen sich vom todten Punkte aus gedreht hat, wenn der Dampfaustritt links aufhört und die Compression beginnt. Wie aus diesen Krummzapfenstellungen durch Construction die entsprechenden Kolbenstellungen gefunden werden, ist bekannt; im Uebrigen verweisen wir auf Band II, Seite 210, Tafel 27, Figur 12.

Gehen wir nun genauer auf die Steuerung von Heusinger von Waldegg ein, so ist zunächst zu bemerken, daß der Leitblock K in der Coulisse (Figur 1) bei der von Heusinger von Waldegg ausgeführten Construction vom Mittelpunkt I der Coulisse aus ungefähr um $^3/_4$ c nach oben und unten verstellt werden kann, wenn die Länge IC mit c bezeichnet wird. Wir bezeichnen den Werth IK mit c_1 und denken uns die Länge c_1 in n-Theile oder Expansionsgrade getheilt (z. B. in 4, wie Fig. 2). Steht nun der Leitblock beim mten Grade, so ist der Werth u, d. h. die Entfernung des Leitblocks vom todten Punkte I der Coulisse:

$$u = \frac{m}{n} c_1$$

und diesen Werth in Gleichung (I) gesetzt giebt

$$\xi = \frac{h}{k} R \cos\omega + \frac{m}{n} \frac{c_1}{c} \frac{h+k}{k} r \sin\omega,$$

welche Formel sowohl für Vorwärts- als Rückwärtsgang gilt. Diese Formel dient nun dazu, für die verschiedensten Verhältnisse die Eigenthümlichkeiten der in Rede stehenden Steuerung zu untersuchen. Man erhält nämlich für jeden einzelnen Expansionsgrad die Schieberbewegung, wenn man in obige Formel nach der Reihe für m die Werthe 0, 1, 2, 3 ꝛc. einsetzt, indem sich dann die jedem Expansionsgrade entsprechenden Schieberkreise bestimmen.

Der Gebrauch der Formel wird am deutlichsten vorgeführt werden können, wenn sofort ein bestimmtes Beispiel gerechnet wird. Wir haben hierzu die Steuerung gewählt, wie sie Heusinger von Waldegg an einer von ihm gebauten Tendermaschine von kleinen Dimensionen in Anwendung gebracht hat. Die einzelnen Dimensionen sind aus der Zeichnung (Figur 1) entnommen, die in $\frac{1}{8}$ der natürlichen Größe ausgeführt ist.

Krummzapfenhalbmesser . . . . . $R = 0{,}14^m$
Excentricität . . . . . $r = 0{,}032$
Halbe Couliffenlänge . . . . . $IC = c = 0{,}108$
Entfernung des äußersten Expansionsgrades vom todten Punkte der Couliffe, also $IK = c_1 = 0{,}081$
Verticalentfernung des Punktes P von der Are der Schieberstange . . . . . $h = 0{,}028$
Verticalentfernung des Punktes P von der Mitte der Leitbüchse S . . . . . $k = 0{,}304$
die äußere Deckung . . . . . $e = 0{,}011$
die innere Deckung . . . . . $i = 0{,}002$

Nehmen wir ferner 4 Expansionsgrade für den Vorwärtsgang und 4 für den Rückwärtsgang an, also $n = 4$ (Figur 2), so lassen sich aus diesen Angaben alle Fragen hinsichtlich der Dampfvertheilung leicht beantworten. In der Gleichung

$$\xi = \frac{h}{k} R \cos\omega + \frac{m}{n}\frac{c_1}{c}\frac{h+k}{k} r \sin\omega$$

bestimmt sich:

$$A = \frac{h}{k} R \text{ und}$$

$$B = \frac{m}{n}\frac{c_1}{c}\frac{k+h}{k} r,$$

wenn wir die gegebenen Werthe einsetzen. Hierbei fällt sogleich auf, daß der Werth A oder OP_1 in Figur 3 für alle Grade constant ist; daher ist auch der Werth

$$V_1P_1 = OP_1 - e = A - e$$

(Figur 6) oder das Voreilen dieser Steuerung constant, eine Eigenthümlichkeit, die Heusinger von Waldegg selbst schon hervorhebt, und die diese Steuerung nur mit der Gooch'schen Couliffensteuerung gemein hat (Bd. II, S. 213.)

Die Abscisse $OB = \frac{A}{2}$ für den, jedem Grade zukommenden, Schieberkreismittelpunkt ist also für alle Expansionsgrade gleich, und zwar ist für vorliegenden speciellen Fall (Fig. 6):

$$OB = \frac{1}{2}A = \frac{1}{2}\frac{h}{k}R = 0{,}00645^m.$$

Für den letzten oder 4. Expansionsgrad ist $m = n = 4$ und daher die Ordinate

$$BC_4 = \frac{1}{2}B = \frac{1}{2}\frac{m}{n}\frac{c_1}{c}\frac{h+k}{k} r = 0{,}0131^m.$$

(Die Figur 6 ist im doppelten Maßstabe gezeichnet.) Will man nun auch die Schieberkreismittelpunkte für den 3., 2. und 1. Grad wissen, so theilt man das Perpendikel BC_4 einfach in 4 Theile und zeichnet von C_3, C_2 und C_1 mit den Halbmessern C_3O, C_2O, C_1O die Kreise.

Für den todten Punkt der Couliffe ist $m = o$, daher

$$OB = \frac{1}{2}A = \frac{1}{2}\frac{h}{k}R,$$

wie oben und die Ordinate $\frac{B}{2} = 0$; d. h. der Schieberkreismittelpunkt für den todten Punkt liegt in B selbst. Zeichnet man noch von O mit der äußeren und inneren Deckung die Kreise V_1VV_2 und W_1WW_2, so giebt nun das erhaltene Diagramm über die ganze Dampfvertheilung Aufschluß. Vergleicht man das Diagramm mit demjenigen, wie wir es auf Tafel 28, Figur 14, Band II, für die Gooch'sche Couliffensteuerung gegeben haben, so ersieht man, daß beide Steuerungen den Schieber bei den verschiedenen Expansionsgraden genau nach demselben Gesetze bewegen. Es gilt daher Alles, was dort über die Wirkungsweise der Gooch'schen Couliffe gesagt wurde (Seite 217) auch für die Steuerung von Heusinger v. Waldegg.

In Figur 6 sind die jedem Grade entsprechenden Schieberkreise mit 0, 1, 2, 3 und 4 bezeichnet, so also, daß 0 der Schieberkreis für den todten Punkt der Couliffe, der mit 4 bezeichnete Schieberkreis den für den 4. oder letzten Expansionsgrad bezeichnet. Ferner ist auch noch von O aus mit dem Radius $OK_1 = e + a$ der Kreis $K_0K_1K_5$ der Art beschrieben worden, daß a oder der Figur nach $KK_0 = V_1K_1$ die Canalbreite in der Richtung der Schieberbewegung bedeutet. Im vorliegenden Falle beträgt diese Breite $0{,}014^m$. Wie man nun aus diesem Diagramm alle Fragen in Hinsicht der Dampfvertheilung beantworten kann, wird aus dem Folgenden hervorgehen. Zunächst erkennt man, daß alle Schieberkreise bei P_1 durch die Are OX gehen, so daß der Werth V_1P_1 der das äußere Voreilen, so wie W_1P_1 der das innere Voreilen angiebt, für alle Grade constant ist, wie schon oben gesagt wurde. Für vorliegenden speciellen Fall giebt die Messung von V_1P_1 und W_1P_1

das äußere Voreilen $= 0{,}0016^m$,
das innere Voreilen $= 0{,}0105^m$.

Im Diagramm erscheinen diese Größen natürlich doppelt so groß.

Denken wir uns jetzt den Krummzapfen in der Richtung OX, also im todten Punkte liegend, und drehen ihn in der Richtung des Pfeiles um den Winkel $XOR = \omega$, so schneidet die Linie OR die verschiedenen Schieberkreise in der Weise, daß man für alle Expansionsgrade auf einmal den Schieberweg, die Dampfeintritts- und Dampfaustrittsöffnung für den betreffenden Drehwinkel ω erhält. Der Figur 6 nach hat man

	Todter Punkt	1.	2.	3.	4. Grad
Schieberweg	$O\alpha$	$O\beta$	$O\gamma$	$O\delta$	$O\varepsilon$,
Dampfeintrittsöffnung	$V\alpha$	$V\beta$	$V\gamma$	$V\delta$	$V\varepsilon$,
Dampfaustrittsöffnung	$W\alpha$	$W\beta$	$W\gamma$	$W\delta$	$W\varepsilon$.

Diese Größen lassen sich aber im Diagramm direct abmessen, so ergiebt die Messung z. B. für den zweiten Expansionsgrad und für den Drehungswinkel ω

den Schieberweg $= O\gamma = 0{,}0157^m$,
die Dampfeintrittsöffnung $= V\gamma = 0{,}0047^m$,
die Dampfaustrittsöffnung $= W\gamma = 0{,}0137^m$.

Auf diese Weise ergeben sich also mit merkwürdiger Leichtigkeit die verlangten Größen für jeden Grad und für jeden Drehungswinkel.

Gewöhnlich interessirt aber nur die größte Eröffnung der Canäle. Zieht man von O aus für alle Schieberkreise die Durchmesser, so geben diese ohne Weiteres für jeden Grad die größte Ausweichung des Schiebers, so ist z. B. für den zweiten Grad der größte Schieberweg OP_5 und die größte hierbei stattfindende Eröffnung des Canales $V_5P_5 = 0{,}0072^m$, die Canalbreite ist $V_5K_5 = 0{,}014$; daher eröffnet der Schieber bei seiner größten Ausweichung den Canal nur um $\frac{0{,}0072}{0{,}014} = 0{,}51$ der Canalbreite. Hingegen beim letzten oder 4. Expansionsgrad ist der größte Schieberweg OP_4, die größte Eröffnung des Canales wäre V_0P_4, wenn der Canal breit genug wäre; die Canalbreite ist aber nur V_0K_4, daher geht hier die äußere Kante des Schieberlappens bei der größten Ausweichung noch um $K_4P_4 = 0{,}004^m$ über die innere Kante des Canales zurück. Verfolgt man die Durchschnitte des Schieberkreises 4 mit dem Kreise $K_1K_5K_4$ und zieht von den Durchschnittspunkten nach O die Verbindungslinien OL_1 und OL_2, so deutet also XOL_1 den Winkel an, um welchen sich die Kurbel hinter dem todten Punkte befindet, wenn der Eintrittscanal ganz geöffnet ist; dieser Canal bleibt ganz geöffnet, während die Kurbel sich um den Winkel L_1OL_2 dreht. Alle anderen Schieberkreise schneiden bei vorliegender Steuerung den Kreis $K_1K_5K_4$ nicht, die größten Eröffnungen sind also immer kleiner als die Canalbreite, und zwar wird das Verhältniß zwischen der größten Eröffnung und der Canalbreite um so kleiner, je stärker man expandirt; bei dem todten Punkte beträgt dieses Verhältniß nur noch $\frac{V_1P_1}{V_1K_1} = 0{,}11$ der Canalbreite. Man sieht hieraus, daß es gerade bei Couliffensteuerungen von größter Wichtigkeit ist, die Canalbreite klein und die Länge desselben senkrecht zur Richtung der Schieberbewegung gemessen dafür groß zu nehmen, d. h. bei Couliffensteuerungen breite und kurze Schieber anzuwenden, eine Regel, die hier schon immer befolgt wurde. Aus diesen Bemerkungen geht übrigens der große Vortheil der neuen Schieber von Hanrez hervor. (S. Armengaud, Publication industrielle, t. IX; „Civilingenieur", Bd. II, S. 199.)

Aehnliche Betrachtungen lassen sich über die Größe der Dampfaustrittsöffnungen hinsichtlich der Canalbreite anstellen.

Was nun die wichtige Frage nach der Dampfvertheilung betrifft, so wollen wir hier nach unserem Diagramm nur die Vertheilung untersuchen, wenn der Leitblock beim 2. Expansionsgrade steht; für die übrigen Grade ist die Untersuchung dieselbe. Wir haben also den Schieberkreis 2 zu verfolgen. Zunächst ist zu bemerken, daß die im Quadranten I liegenden Schieberkreise für die Ausweichungen des Schiebers nach rechts gelten, für die Ausweichungen nach links liegen die Schieberkreise im Quadranten III in derselben Reihenfolge nach unten. Zur Untersuchung braucht man nur die Kreise im Quadranten I. Für den Rückwärtsgang liegen die Schieberkreise in derselben Reihenfolge im IV. und II. Quadranten, der Krummzapfen bewegt sich entgegengesetzt. Auch für diesen Fall bedarf es keines neuen Diagrammes, da die Ergebnisse dieselben wie beim Vorwärtsgange sind.

Der Schieberkreis (2) schneidet den mit der äußeren Deckung beschriebenen Kreis in V_3 und V_4; verbindet man beide Durchschnitte mit O, so giebt OV_3 die Stellung des Krummzapfens vor dem todten Punkte, wenn der Dampfeintritt auf der Gegenseite schon beginnt. OV_4 giebt die Kurbelstellung beim Ende des Dampfeintrittes, es beginnt also die Expansionswirkung, wenn sich die Kurbel vom todten Punkte aus um den Winkel XOV_4 gedreht hat. Eine Betrachtung derselben Durchschnitte für die anderen Schieberkreise führt zu dem Resultate, daß der Dampfeintritt um so früher vor dem todten Punkte beginnt, je stärker man expandirt, d. h. je näher der Leitblock dem todten Punkte der Coulisse steht.

Sucht man ferner die Durchschnitte des Schieberkreises (2) mit dem mit der inneren Deckung beschriebenen Kreis und zieht die Linien OW_3 und OW_4, so giebt OW_3 die Stellung der Kurbel, bei Beginn des Dampfaustrittes vor dem Kolben, und OW_4 die Stellung beim Ende des Austrittes hinter dem Kolben, d. h. bei Beginn der Compression. Eine gleiche Betrachtung bei den anderen Schieberkreisen führt zu dem Resultate, daß der Dampfaustritt vor dem Kolben und die Compression um so früher eintritt, je stärker man expandirt.

Um die Art der Dampfvertheilung beim 2. Grad für vorliegenden speciellen Fall möglichst übersichtlich vorzuführen, ist der innere Raum zwischen dem Schieberkreise 2 und dem mit der äußeren Deckung beschriebenen Kreis mit radialen Linien schraffirt. Die Länge jeder Schraffurlinie giebt die Größe der Dampfeintrittsöffnung für die zugehörige Kurbelstellung.

Die Durchschnittspunkte W_3 und W_4 und daher die Kurbelstellungen OW_3 und W_4 finden sich um so sicherer, je größer die innere Deckung ist, für praktische Untersuchungen zeichne man daher die ganze Figur in noch größerem Maßstabe als uns dies auf unserer Tafel gestattet war. Aus dem Diagramm geht hervor, daß Heusinger v. Waldegg alle einzelnen Verhältnisse der Steuerung an seiner Locomotive sehr glücklich gewählt hat.

Wie man nun aus den gegebenen Dimensionen der ganzen Steuerung auf die Art und Weise der Dampfvertheilung schließen kann, geht zur Genüge aus Vorstehendem hervor.

Von besonderer Wichtigkeit ist es aber für gewisse Bedingungen, gewisse Theile der Steuerung zu bestimmen, z. B. die Schieberdeckungen, Excentricität ꝛc. Man kann wohl annehmen, daß in der Praxis in der Formel für den Schieberweg

$$\xi = \frac{h}{k} R \cos\omega + \frac{m}{n}\frac{c_1}{c} \cdot \frac{k+h}{k} r \sin\omega$$

stets die Länge R des Krummzapfens bekannt ist, ferner auch die Größe h und k (Figur 2). Man wird nur immer dafür Sorge tragen, daß h möglichst klein und k möglichst groß ist. Ferner ist der Verticalabstand $LT_1 = w$ der Schieber- und Kolbenstange als gegeben anzusehen und daher auch die halbe Länge der Coulisse, die wir genau genug $c = C_1 I = T_1 Q = w - h$ setzen. Ueberdies nehme man noch c_1 beliebig an, d. h. die Entfernung des äußersten Grades vom todten Punkte I der Coulisse.

Aufgabe. Es soll bei einer Steuerung nach Heusinger v. Waldegg beim letzten Expansionsgrad Dampf eintreten, während der Kolben 0,825 seines Weges zurücklegt, und der Dampfaustritt beginnen, wenn der Kolben noch 0,045 seines Weges zu machen hat. Es ist gegeben:

$R = 0{,}14^m$;
$c = 0{,}108^m$;
$c_1 = 0{,}081^m$;
$h = 0{,}028^m$;
$k = 0{,}304^m$;
das äußere Voreilen $0{,}0016^m$.

Es ist zu bestimmen die Excentricität r, so wie die äußere und innere Schieberdeckung und die Dampfvertheilung dann für alle anderen Expansionsgrade zu untersuchen, wenn sowohl für Vorwärts- als Rückwärtsgang 4 Grade angenommen werden (Figur 2).

Auflösung. Ziehe die beiden Axen OX und OY (Figur 3) und beschreibe nach irgend einem Maßstabe den Warzenkreis MRR_1. Denkt man sich den Kolben im Durchmesser von M nach N gehend, so soll bei M_1 der Dampfeintritt aufhören, so daß $MM_1 = 0{,}825 . MN$. Man errichte hier das Perpendikel M_1R_1 bis zum Durchschnitt R_1 mit dem Warzenkreise und ziehe OR_1, so ist dies die Kurbelstellung beim Beginn der Expansion. Wir haben den Durchmesser gleich 1 Decimeter gemacht, so daß also $MM_1 = 0{,}825$ Decimeter aufzutragen ist. Man berechne ferner

$$A = \frac{h}{k} R = 0{,}0129 = OP_1.$$

Trägt man den Werth des äußeren Voreilens $V_1P_1 = 0{,}0016^m$ von P_1 nach O auf, so ist ohne Weiteres $OV_1 = e$ die gesuchte äußere Deckung, die unter Berücksichtigung, daß Figur 3 im doppelten Maßstabe gezeichnet ist, sich durch Abmessung $e = 0{,}011$ ergiebt. (Wie früher.)

Man beschreibe nun mit der Deckung e von O aus den Kreis V_1V_4; derselbe schneidet die Kurbelstellung OR in V_4; legt man nun durch die 3 Punkte V_4O und P_1 einen Kreis, so ist dies der dem 4. Grade entsprechende Schieberkreis. Der Abstand BC_4 von dessen Mittelpunkt von der Axe OX ist nach früheren

$$b = \frac{1}{2}B = \frac{1}{2}\frac{m}{n}\frac{c_1}{c}\frac{k+h}{k} r.$$

Die Größe b wird gemessen; für vorliegenden Fall ist $b = 0{,}0130$, ferner $m = n = 4$, daher folgt aus obiger Gleichung

$$r = \frac{c}{c_1}\frac{k}{k+h} 2b.$$

Setzt man hier die bekannten Werthe rechts ein, so folgt die gesuchte Excentricität:

$r = 0{,}032$. (Wie oben.)

Um noch die innere Schieberdeckung i zu bestimmen, beachte man, daß der Dampfaustritt beginnen soll, wenn der Kolben noch um 0,045 seines Hubes vom Ende entfernt ist. Man mache daher $NM_2 = 0{,}045 . MN$ oder im vorliegenden Falle, wo $MN = 1^{d/m}$ ist, $NM_2 = 0{,}045^{d/m}$. In M_2 errichte das Perpendikel M_2R_2 und ziehe OR_2 über O hinaus bis zum Durchschnitt W_3 mit dem Schieberkreis. OW_3 ist die gesuchte innere Deckung, für welche die Abmessung

$OW_3 = i = 0{,}002^m$ ergiebt.

Beschreibt man noch mit i den Kreis W_3W_4 und ebenso die übrigen Schieberkreise, so ist nach früherem auch sofort die Dampfvertheilung für alle Expansionsgrade leicht zu übersehen.

Zum Schlusse der Betrachtungen über die Steuerung von Heusinger v. Waldegg noch die Bemerkung, daß die oben gegebene Berechnung des Schieberweges vielleicht nicht genau genug erscheinen könnte; ein Zeichen der Richtigkeit des Ausdruckes ist es aber, daß die Form der Gleichung für den Schieberweg auch hier, wie bei den übrigen Steuerungen

$\xi = A \cos\omega + B \sin\omega$ ist.

Hätten wir auf die Länge der Hängestange, der Excentricstange ꝛc. Rücksicht genommen, so würde die allgemeine

Gleichung eine etwas andere Form erhalten haben, dann wäre aber die Bewegung des Schiebers unsymmetrisch, also auch die ganze Vorrichtung untauglich. Die vorliegende Steuerung ist also nur dann zweckmäßig, wenn die Excentricstange CD (Figur 1) und die Schubstange PK groß, die Excentricität r aber im Verhältniß zur halben Coulissenlänge c klein ist; Bedingungen, die Heusinger v. Waldegg erfüllt hat.

Die Entwickelung setzt aber auch eine lange Hängestange HK voraus; dies ist nun allerdings eine Bedingung, die bei Locomotiven nicht immer erfüllt werden kann, daher wird der Leitblock K während des Spieles der Maschine etwas auf- und abschwanken, und zwar um so mehr, je weniger man expandirt, also am meisten beim äußersten Grad. Eine genaue Betrachtung zeigt aber, daß der Einfluß dieser Schwankungen sehr gering ist und da er um so mehr verschwindet, je stärker man expandirt, so ist dieser Vorgang bei der Rechnung mit Recht zu vernachlässigen, um so mehr als man nicht daran denken kann, den Einfluß der Länge der Hängestange auf die Schieberbewegung durch Rechnung zu untersuchen. Für die Praxis folgt aber daraus die Regel, diese Hängestange stets so lang zu machen, als es irgend gestattet ist, wenn man den Einfluß herabziehen will. Diese Bemerkung ist gleichzeitig auch für die übrigen Coulissensteuerungen gültig.

2. Coulissensteuerung von Hawthorn.

Diese Coulissensteuerung unterscheidet sich von der gewöhnlichen Stephenson'schen dadurch, daß die Coulisse LL_1 (Figur 7, 8 und 9) am Ende A der Schieberstange aufgehangen ist, indem dieses Ende die Coulisse gabelförmig umfaßt, so daß die ganze Coulisse um eine Axe aa schwingt. Die beiden Excentricstangen sind bei C und C_1 charnierartig an den Enden eines in der Coulisse gleitenden Backens angeschlossen. Dieser Backen CC_1 vertritt also den Leitblock in der gewöhnlichen Stephenson'schen Coulisse, nur ist er hier bedeutend länger, weswegen sich ein ruhigerer Gang und größere Dauer erwarten läßt. Die Veränderung der Expansion und das Umsteuern geschieht hier dadurch, daß man den Backen mit den Enden der Excentricstangen mit Hilfe des Hebels H und der Zugstange S in der Coulisse LL_1 auf- und abschiebt, dadurch nach Belieben andere Punkte des Backens in die Axe der Schieberstange bringt und dieser die erforderliche Bewegung mittheilt. Als Vortheil dieser Steuerung wird hervorgehoben, daß das Heben und Senken des Backens weniger Kraft beansprucht, als bei der Stephenson'schen Coulisse, wo die ganze Coulisse gleichzeitig zu bewegen ist; ferner daß wegen Vergrößerung der gleitenden Flächen eine geringere Abnutzung stattfinden wird. Figur 10 stellt die ganze Anordnung als Skizze dar. O ist der Mittelpunkt der Triebwelle, OD und OD_1 sind die Excentricitäten, OR ist der Krummzapfen; die übrigen Theile sind aus der Beschreibung der Fig. 7—9 bekannt.

Vergleicht man diese Skizze mit der in Figur 11 für eine gewöhnliche Stephenson'sche Coulisse mit offenen Stangen gegebenen, so erkennt man sogleich, daß bei beiden Arten das Gesetz der Schieberbewegung genau dasselbe sein muß; sind bei beiden alle Dimensionen der bewegenden Theile gleich, so kann man ohne Aenderung in der Schieberbewegung die eine durch die andere ersetzen. In Figur 10 sei OR der Krummzapfen, $OD = OD_1 = r$ seien die Excentricitäten beider Excentrics und beide seien so aufgesteckt, daß der Winkel $ROD = ROD_1 = 90 + \delta$ ist, wobei also der Winkel des Voreilens δ für beide Excentrics gleich angenommen wird; bezeichnet ferner l die Länge der Excentricstangen und c die halbe Länge des Backens CC_1, der hier die Coulisse der Stephenson'schen Steuerung vertritt und nehmen wir an, der Backen sei soweit gesenkt, daß der Punkt K, der um $IK = u$ vom Mittelpunkt I des Backens oder vom todten Punkt entfernt liegt, eben die Schieberbewegung leitet, so bestimmt sich der Schieberweg oder die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte für einen bestimmten Drehwinkel ω

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega \pm \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega;$$

wobei das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt. (S. Bd. II, S. 207.)

Es gelten hiernach die Eigenthümlichkeiten der Stephenson'schen Steuerung, wie sie vom Verfasser nachgewiesen wurden,*) genau auch für die Hawthorn'sche Steuerung. Es könnte daher hier mit weiteren Untersuchungen sein Bewenden haben, wenn ich nicht bei dieser Gelegenheit einen Fall noch besonders hervorheben wollte, wie er bei Stephenson's Steuerung in neuerer Zeit sehr häufig vorkommt, nämlich das Aufstecken der Excentrics mit verschiedenen Voreilungswinkeln. Bevor aber auf diesen allgemeineren Fall eingegangen wird, soll erst der specielle, soweit es nothwendig ist, kurze Betrachtung finden.

Behalten wir die gegebene Bezeichnung bei (Figur 10 und 11) und denken wir uns die halbe Coulisse oder die Hälfte des Gleitbackens in n Theile oder Grade getheilt und den Leitpunkt eben beim mten Grade stehend, so ist

$$u = \frac{m}{n}c.$$

Oft kann die Senkung oder Hebung des Backens oder der Coulisse nicht so weit stattfinden, daß der Endpunkt C oder C_1 einer Excentricstange die Führung des Schiebers übernehmen kann, dann liegt der letzte Grad um c_1 vom

*) Civilingenieur, Bd. II, S. 218; — Schweizerische polytechn. Zeitschrift, Bd. I, Heft 3.

todten Punkte entfernt und man hat die Länge c_1 in n Theile zu theilen, so daß allgemeiner

$$u = \frac{m}{n} c_1 \text{ wird.}$$

Dieser Fall kommt bei einer Coulisse vor, wie sie in Figur 12 dargestellt ist, während bei der Coulisse Figur 13 $c_1 = c$ werden kann. Substituiren wir den letzten Werth von u in die Gleichung für den Schieberweg

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega \pm \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega,$$

worin wir der Einfachheit wegen wieder

$$r\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right) = A \text{ und}$$

$$\frac{ur}{c}\cos\delta = B \text{ setzen, so folgt:}$$

$$A = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta \mp \frac{m^2}{n^2}\frac{c_1^2}{cl}\cos\delta\right) \text{ und}$$

$$B = r \cdot \frac{m}{n}\frac{c_1}{c}\cos\delta.$$

Wie aus den früheren Untersuchungen bekannt ist, hat man nun zur Untersuchung der Dampfvertheilung nur für jeden Expansionsgrad den Schieberkreis zu zeichnen und dessen Mittelpunktscoordinaten $a = \frac{A}{2}$ und $b = \frac{B}{2}$ dadurch zu bestimmen, daß man für eine gegebene Steuerung in die letzten Gleichungen nach der Reihe $m = 0, 1, 2, 3$ bis n einsetzt. Zeichnet man dann, wie es bei Betrachtung des Diagrammes (Figur 6) geschah, die Schieberkreise, so beantworten sich alle Fragen über die Dampfvertheilung ꝛc. hier wie dort. Da aber die Hawthorn'sche und Stephenson'sche Steuerung sich wegen der Abhängigkeit des Werthes A von m einige Eigenthümlichkeiten ergeben, die andere Steuerungen nicht besitzen, so soll im Folgenden beispielsweise für einen bestimmten Fall das Diagramm gezeichnet werden.

Nehmen wir für eine Hawthorn'sche oder Stephenson'sche Steuerung, beide unter der Voraussetzung offener Excentricstangen, an, daß zunächst für beide Excentrics die Voreilungswinkel gleich sind und zwar sei $\delta = 30^0$ (Fig. 10 und 11); ferner besitze die Steuerung 4 Grade für den Vorwärts- und 4 für den Rückwärtsgang; es sei also $n = 4$; überdies sei die halbe Länge des Backens oder der Coulisse $c = c_1 = 0{,}15^m$; die Länge der Excentricstangen $l = 1{,}400^m$, die Excentricität $r = 0{,}060^m$; die äußere Deckung $e = 0{,}024^m$, die innere Deckung $i = 0{,}007$, so lassen sich nun alle Fragen hinsichtlich der Dampfvertheilung leicht beantworten. Für den 4. oder letzten Expansionsgrad bestimmen sich unter der Voraussetzung offener Excentricstangen, die Abscissen (Tafel 3, Figur 14,)

$$OB_4 = b = \frac{B}{2} = \frac{1}{2} r \sin\delta = 0{,}015^m,$$

weil in obiger Formel für B das $m = n = 4$ ist, ferner die Ordinate

$$B_4C_4 = a = \frac{A}{2} = \frac{1}{2} r\cos\delta = 0{,}026^m.$$

In Figur 14 sind diese Coordinaten in natürlicher Größe aufgetragen.

Für den 3. Grad ist $m = 3$, daher unter Zugrundelegung der für A und B oben gegebenen Ausdrücke, die Coordinaten des Mittelpunktes C_3 des dem dritten Grade entsprechenden Schieberkreises

Abscisse $OB_3 = 0{,}0162$, Ordinate $B_3C_3 = 0{,}0195$.

Ebenso folgt für den 2. Grad

$OB_2 = 0{,}0171^m$; $B_2C_2 = 0{,}0130^m$;

für den 1. Grad

$OB_1 = 0{,}0176^m$; $B_1C_1 = 0{,}0065^m$.

Für den todten Punkt der Coulisse endlich ist $m = 0$ also

$OB_0 = 0{,}0178^m$; $B_0C_0 = 0$.

Unter Zugrundelegung dieser Rechnungsresultate ist das Diagramm (Figur 14) gezeichnet, indem noch mit dem Halbmesser OV_1 = der äußeren Deckung $e = 0{,}024^m$ von O aus der Kreis V_1VV_2 und ebenso mit der inneren Deckung $OW_1 = i = 0{,}007$ der Kreis W_1WW_2 gezeichnet wurde. Die Durchschnitte der letzteren Kreise mit den einzelnen Schieberkreisen geben nun nach dem Früheren mit Leichtigkeit für jeden Expansionsgrad die Kurbelstellungen bei Beginn und Ende des Dampfeintrittes und Dampfaustrittes, worauf hier nun nicht wieder eingetreten werden soll. Hingegen mag die Veränderlichkeit des Voreilens näher ins Auge gefaßt werden. Vergleicht man das Diagramm Fig. 14 mit dem für die Steuerung von Heusinger v. Waldegg in Figur 6 gegebenen, so sieht man sogleich, daß hier die verschiedenen Schieberkreise die Axe OX in verschiedenen Punkten $p_0\ p_1 \ldots$ schneiden, während in Figur 6 alle Kreise durch denselben Punkt P_1 gehen. Nun war aber die Größe V_1P_1 das äußere Voreilen, daher folgt das Gesetz, daß bei Hawthorn's und Stephenson's Steuerung dieses Voreilen variabel ist. Da die Figur 14 alles auf die Schieberbewegung Bezügliche in natürlicher Größe darstellt, so lassen sich die Werthe für das Voreilen bei den verschiedenen Expansionsgraden direct abmessen. So ergiebt Figur 14 für vorliegenden Fall das äußere Voreilen für

den 4. Expansionsgrad $V_1p_4 = 5{,}1^{mm}$,
" 3. " " $V_1p_3 = 7{,}5$ ",
" 2. " " $V_1p_2 = 9{,}5$ ",
" 1. " " $V_1p_1 = 10{,}3$ ",
für den todten Punkt $V_1p_0 = 10{,}7$ ".

Man sieht also, daß bei offenen Excentricstangen und gleichen Voreilungswinkeln das Voreilen wächst, je stärker man expandirt. (Die vorstehenden Werthe sind der Ge-

nauigkeit wegen einer Figur entnommen, die in größerem Maßstabe als Figur 14 gezeichnet war.)

Der Verfasser hat an einem Modelle von den im Beispiele angenommenen Dimensionen Versuche angestellt, die folgende Ergebnisse lieferten:

		Aeußeres Voreilen:		
4. Expansionsgrad,	Vorwärtsgang	5,5mm	Mittel:	5,6mm,
	Rückwärtsgang	5,7 "		
3. " "	Vorwärtsgang	8,2 "	"	7,8 ",
	Rückwärtsgang	7,4 "		
2. " "	Vorwärtsgang	9,7 "	"	9,6 ",
	Rückwärtsgang	9,5 "		
1. " "	Vorwärtsgang	11 "	"	10,8 ",
	Rückwärtsgang	10,7 "		
Todter Punkt				11,5 ".

Die Differenzen betragen nur Bruchtheile von Millimetern; die Uebereinstimmung der Ergebnisse des Diagrammes mit den Versuchen müssen also vollständig befriedigen, besonders wenn man berücksichtigt, daß doch die ganze Schieberbewegung nur durch Näherungsrechnung verfolgt werden kann.

Für gekreuzte Excentricstangen ändert sich in den Formeln für A das Vorzeichen, während der Werth von B unter Voraussetzung gleicher Dimensionen unverändert bleibt. Dadurch erhalten die verschiedenen Mittelpunkte der Schieberkreise eine andere Lage, wie es das Diagramm (Fig. 15) zeigt, und daraus geht die Eigenthümlichkeit hervor, daß das Voreilen um so kleiner wird, je stärker man expandirt. Figur 15 ist unter Voraussetzung derselben Dimensionen entworfen; es mögen hier wenigstens die Ergebnisse des Diagrammes und die des Versuches für den letzten Expansionsgrad und den todten Punkt nebeneinander gestellt werden.

Voreilen beim	4. Grade	Todter Punkt
Diagramm	$V_1 p_4 = 5{,}10^{mm}$,	$V_1 p_0 = -0{,}70^{mm}$,
Versuch	$5{,}81^{mm}$,	$-0{,}50^{mm}$.

Die negativen Werthe deuten an, daß kein Voreilen mehr stattfindet, sondern der Dampfeintritt entweder erst beginnt, wenn der Krummzapfen hinter dem todten Punkte steht, oder wie es dem Diagramm Figur 15 nach für den todten Punkt der Fall ist, daß der Schieber den Dampfcanal gar nicht mehr öffnet.

In Betreff der übrigen Erscheinungen stimmte natürlich der Versuch ebenfalls durchgängig mit den Ergebnissen des Diagrammes. Ich habe nur die Vergleiche hinsichtlich des Voreilens gegeben, weil die Uebereinstimmung besonders in dieser Hinsicht die Vortheile des Diagrammes nachweist und die Praktiker ganz besonderen Werth gerade auf die Größe des Voreilens und den Einfluß der Veränderlichkeit desselben auf die Dampfvertheilung legen. Es ist auch von vorwaltender Bedeutung, da sich die verschiedensten Coulissensteuerungen eben nur in Betreff des Voreilens von einander unterscheiden; bei der einen ist es constant, bei der anderen nimmt es zu oder ab, je stärker man expandirt.

Anlangend die übrigen Verhältnisse hat in theoretischer Beziehung hinsichtlich der Dampfvertheilung keine Steuerungsanordnung einen Vorzug vor der anderen, wenn man nur sonst die Dimensionen der einzelnen Theile zweckentsprechend annimmt. Wenn man die verschiedenen Coulissensteuerungen, die mit einem Schieber arbeiten, genau mit einander vergleicht, so sieht man, daß das Bestreben der Constructeurs stets nur dahin gerichtet war, das Voreilen genau oder wenigstens annähernd constant zu machen; bei den Steuerungen von Gooch und Heusinger v. Waldegg ist es auch immer constant, bei den Steuerungen von Stephenson und Hawthorn hingegen ist es variabel, wie die obigen Untersuchungen ergaben; und zwar ist diese Veränderlichkeit in manchen Fällen ziemlich bedeutend. (Bei langer Coulisse und kurzen Excentricstangen.) Um aber auch bei den letzteren Vorrichtungen das Voreilen so wenig als möglich veränderlich zu erhalten, wendet man in neuerer Zeit sehr häufig ein Mittel an, das wegen seiner Einfachheit überraschend ist; man steckt nämlich die Excentrics mit verschiedenen Voreilungswinkeln auf. Durch diesen einfachen Kunstgriff erreicht man, wie auch unser Diagramm ohne Weiteres nachweisen wird, seinen Zweck fast vollkommen, d. h. für den Vorwärtsgang der Locomotive kann man dadurch das Voreilen auch bei Stephenson's und Hawthorn's Coulisse fast constant machen; die Erfahrungen zeigen aber, daß diese Verbesserung auf Kosten des Rückwärtsganges geschieht, d. h. daß dadurch das Voreilen für den Rückwärtsgang um so schlechter, um so veränderlicher wird; auch dies zeigt unser Diagramm sogleich. Aus den bisher zur Untersuchung der Stephenson'schen Coulissensteuerung angegebenen Rechnungen hätte Niemand die merkwürdige Veränderung in der Dampfvertheilung erkennen können, die durch Verschiedenheit der beiden Voreilungswinkel erreicht werden kann.

Phillips, a. a. O., war bis jetzt der einzige, der auch unter dieser Voraussetzung die Rechnung durchzuführen suchte, er schließt jedoch aus seinen Rechnungen nur, daß man auf diese Weise wirksamer expandiren könne, was zwar seine Richtigkeit hat, jedoch für die Praxis von keiner großen Bedeutung ist, da man dasselbe bei zweckmäßiger Wahl der einzelnen Dimensionen auch bei gleichen Voreilungswinkeln erreichen kann. Den oben bezeichneten Hauptgrund der Anwendung verschiedener Voreilungswinkel erwähnt aber Phillips gar nicht; die anderen Schriftsteller: Weisbach, Zech und Redtenbacher hingegen behandelten nur den einfacheren Fall.

Fig. 10 u. 11 Taf. 2 gelten unter der Voraussetzung, daß beide Excentricitäten OD und OD_1 um gleiche Winkel $ROD = ROD_1 = 90 + \delta$ gegen den Krummzapfen geneigt sind und daß die Richtungen der Kolbenstange und Schieberstange BK zusammenfallen. Ferner sollen, wie in den Figuren, zuvörderst offene Stangen vorausgesetzt werden. OD ist in diesem Falle das sogenannte Vorwärts- und OD_1 das Rückwärtsexcentricum. Um nun ein weniger veränderliches Voreilen zu erhalten, legen die Constructeurs den Krummzapfen OR um einen gewissen Winkel $ROR_0 = \sigma$ weiter vor, etwa in die durch eine stark punktirte Linie angedeutete Lage OR_0; dadurch wird, ohne etwas in der gegenseitigen Lage der Excentrics zu ändern, der Winkel DOR_0, welchen die Excentricität des Vorwärtsexcentrics mit der Kurbelrichtung bildet, kleiner, als der betreffende Winkel D_1OR_0 des Rückwärtsexcentrics. Man sieht nun sogleich, daß durch diese ganze Veränderung durchaus nichts in der gegenseitigen Anordnung der eigentlichen Coulissentheile und daher an der Schieberbewegung geändert wird, sondern, daß man nur eine Veränderung in den gegenseitigen Stellungen des Kolbens und des Schiebers erreicht. Halten wir vorläufig die Voraussetzung fest, daß Schieber- und Kolbenstange in dieselbe Richtung OB (Fig. 10) fallen, behalten wir ebenso dieselbe Bezeichnung wie früher bei, indem wir nur jetzt OR den imaginären, OR_0 den wirklichen Krummzapfen nennen wollen, und den Winkel, um welchen der wirkliche vor dem imaginären Krummzapfen hergeht, $ROR_0 = \sigma$ setzen, so gilt das für die Hawthorn'sche oder Stephenson'sche Coulisse unter Voraussetzung offener Stangen in Figur 14 gegebene Diagramm auch für vorliegenden Fall, da dieses sich ja nur auf die Schieberbewegung bezieht. Die Dampfvertheilung wird aber anders und zwar für Vorwärtsgang und Rückwärtsgang verschieden, weswegen wir in Figur 14a auch noch das Diagramm für den Rückwärtsgang gezeichnet haben, was früheren Sätzen nach einfach dadurch geschah, daß wir die Ordinaten für die Schieberkreismittelpunkte von der Abscissenare OX aus abwärts auftrugen. Gehen wir zu Figur 14 zurück und nehmen wir für gleiche Voreilungswinkel den Krummzapfen in OX, also in seinem todten Punkte liegend an, so waren die Eröffnungen der Dampfcanäle bei dieser Krummzapfenstellung V_1p_0, V_1p_1, V_1p_2 ꝛc. für die verschiedenen Grade. Denkt man sich jetzt den Krummzapfen um den Winkel ROR_1 gedreht, so giebt das Diagramm die dieser Kurbelstellung entsprechenden Dampfeintrittsöffnungen für die verschiedenen Grade VP_0, VP_1, VP_2 ꝛc.; also in beiden Fällen sind die Eröffnungen für die einzelnen Expansionsgrade auch sehr verschieden. Genaue Betrachtung der Figur zeigt nun, daß zwischen beiden Kurbellagen sich eine befindet, bei welcher diese Dampferöffnungen bei den verschiedenen Graden am wenigsten von einander verschieden sind, es ist die Lage des Krummzapfens, die durch die Linie OR_0 angedeutet wird, und die durch den Punkt geht, in welchem der Schieberkreis für den äußersten Expansionsgrad den dem todten Punkte zugehörigen Schieberkreis schneidet. Richtet man also die Anordnung so ein, daß sich der Krummzapfen in seinem todten Punkte befindet, wenn er die Lage OR_0 einnimmt, so sind die Eröffnungen der Dampfcanäle für alle Grade am wenigsten von einander verschieden, oder mit anderen Worten, das Voreilen ist am wenigsten veränderlich, wenn der Krummzapfen sich in der Lage OR_0 in seinem todten Punkte befindet. Der wirkliche Krummzapfen muß also um den Winkel $ROR_0 = \sigma$ vor dem imaginären vorausgehen oder die Schieber- und Kolbenstange muß in die Richtung OR_0 fallen. Nach dem Bekannten ergiebt nun das Diagramm Figur 14 folgende Werthe, die wir aber, des sichereren Abmessens wegen, nach einer in größerem Maßstabe ausgeführten Zeichnung bestimmt haben.

I. Voreilen bei **gleichen** Voreilungswinkeln bei Vorwärts- und Rückwärtsgang:

4. Grad 3. Grad 2. Grad

$V_1p_4 = 5{,}1^{mm}$, $V_1p_3 = 7{,}5^{mm}$, $V_1p_2 = 9{,}5^{mm}$,

1. Grad Todter Punkt

$V_1p_1 = 10{,}3^{mm}$, $V_1p_0 = 10{,}7^{mm}$.

II. Voreilen bei **verschiedenen** Voreilungswinkeln, und zwar unter der Voraussetzung, daß der wirkliche Krummzapfen um den Winkel ROR_0 dem imaginären Krummzapfen vorausgeht:

A. Vorwärtsgang, Figur 14.

4. Grad 3. Grad 2. Grad

$V_0q_4 = 10{,}1^{mm}$, $V_0q_3 = 11{,}1^{mm}$, $V_0q_2 = 11{,}7^{mm}$,

3. Grad Todter Punkt

$V_0q_3 = 11{,}1^{mm}$, $V_0q_4 = 10{,}1^{mm}$.

B. Rückwärtsgang, Figur 14a.

4. Grad 3. Grad 2. Grad

$V_0q_4 = -1{,}0^{mm}$, $V_0q_3 = +2{,}8^{mm}$, $V_0q_2 = 6{,}0^{mm}$,

1. Grad Todter Punkt

$V_0q_1 = 8{,}3^{mm}$, $V_0q_0 = 10{,}1^{mm}$.

Es folgt also hieraus, daß bei gleichen Voreilungswinkeln das Voreilen vom 4. Grad bis zum todten Punkte wächst und zwar um $5{,}6^{mm}$; stellt man aber den Krummzapfen um den Winkel $ROR_0 = \sigma$ weiter nach vorn, so bleibt für den Vorwärtsgang das Voreilen fast constant, für den todten Punkt und den letzten Grad ist es gleich und zwar am kleinsten, am größten aber beim dritten Grad; die ganze Veränderung beträgt aber nur $1{,}6^{mm}$. (Es darf hier nicht auffallen, daß das Voreilen durchgängig größer ist, als es in der Praxis gewöhnlich genommen wird, wir wollten aber, um Vergleiche zu erleichtern, nichts an den früheren Angaben ändern; eigentlich hätte die äußere

Schieberdeckung bei verstelltem Krummzapfen etwas größer genommen werden sollen.)

Man ersieht also, daß die Constructeure ihren Zweck mit überraschender Vollkommenheit erreichen; freilich nur für den Vorwärtsgang; für den Rückwärtsgang sind aber die Veränderungen um so ungünstiger; vom todten Punkt bis zum 4. Grad nimmt hier das Voreilen um 11,1^{mm} ab! Bei den letzten Graden wird, wie hier beim 4. Grade, manchmal gar kein Voreilen mehr stattfinden, sondern erst Dampf eintreten, wenn sich der Krummzapfen hinter seinem todten Punkte befindet. Das alles gilt aber nur für offene Excentricstangen, für gekreuzte ändern sich, wie das Spätere zeigen wird, die Verhältnisse etwas.

Bisher fand man den Winkel, um welchen der Krummzapfen bei offenen Excentricstangen nach vorn zu rücken war, durch Probiren, an Modellen, indem man die Excentrics so lange drehte, bis sich ergab, bei welchen Stellungen des Excentrics und des Krummzapfens das Voreilen am wenigsten variirte. Unser Diagramm giebt aber die betreffende Stellung mit mathematischer Schärfe und in wenig Minuten. Ehe wir aber durch Vorführung eines bestimmten Beispieles den Weg andeuten, der am kürzesten zum Ziele führt, mögen erst einige Bemerkungen über die Art der Dampfvertheilung vorausgeschickt werden. Legen wir wieder Figur 14 zu Grunde und betrachten wir beispielsweise die Dampfvertheilung für den zweiten Expansionsgrad, indem wir die Durchschnitte des Schieberkreises mit den mit den Deckungen beschriebenen Kreisen aufsuchen. Unter Voraussetzung gleicher Voreilungswinkel giebt bekanntlich V_3OR den Winkel, um welchen sich der Krummzapfen vor dem todten Punkte befindet, wenn der Dampfeintritt auf der Gegenseite schon beginnt. Bei verschiedenen Voreilungswinkeln ist aber der Winkel V_3OR_0 um $ROR_0 = \sigma$ größer als vorhin; es tritt also unter sonst gleichen Umständen beim Vorwärtsgange der Dampf früher ein bei verschiedenen Voreilungswinkeln, als bei gleichen Voreilungswinkeln; beim Rückwärtsgange ist es gerade umgekehrt, hier ist (Figur 14 a)

$$\angle V_3OR_0 < \angle V_3OR.$$

Dasselbe gilt in Hinsicht des Beginnes des Dampfaustrittes; denn (Figur 14):

W_3OR giebt bekanntlich bei gleichen Voreilungswinkeln den Winkel an, um welchen die Kurbel vor dem todten Punkte steht, wenn vorn der Dampfaustritt schon beginnt, nun ist beim Vorwärtsgange und verstelltem Krummzapfen

$$W_3OR_0 > W_3OR,$$

beim Rückwärtsgange aber

$$W_3OR < W_3OR \text{ (Figur 14 a)},$$

daher läßt sich behaupten, daß man in Rücksicht des Beginnes des Dampfeintrittes und Dampfaustrittes die Dampfvertheilung durch Verstellen des Krummzapfens für den Vorwärtsgang verschlechtert und für den Rückwärtsgang verbessert, weil zu früher Beginn des Ein- und Austrittes unzweckmäßig ist. Durch zweckmäßige Vergrößerung der äußeren Deckung läßt sich aber dieser Nachtheil bedeutend herabziehen.

OV_4 (Figur 14) giebt die Stellung des Krummzapfens bei Beginn der Expansion; da nun

$$\angle V_4OR_0 < \angle V_4OR,$$

so tritt beim Vorwärtsgang die Expansion früher ein bei verschiedenen Voreilungswinkeln. Vergrößert man auch noch, wie es im vorliegenden Falle eigentlich hätte stattfinden müssen, die äußere Deckung, so kann man die Expansion noch früher eintreten lassen. Verschiedene Voreilungswinkel geben also unter sonst gleichen Verhältnissen früheren Dampfabschluß; man kann wirksamer expandiren, als bei gleichen Voreilungswinkeln, wie schon Phillips gefunden hat. Wie schon früher erwähnt, möchte ich dies gerade nicht als einen so wesentlichen Vortheil hinstellen, wie Phillips. Für den Rückwärtsgang hingegen findet wieder das Umgekehrte statt, der Dampfabschluß tritt für denselben Grad später ein, weil

$$V_4OR_0 > V_4OR \text{ ist (Figur 14 a)}.$$

OW_4 ist endlich die Kurbelstellung bei Beginn der Compression oder des Dampfabschlusses hinter dem Kolben; es hat nach dem Vorstehenden keine Schwierigkeiten, aus den Diagrammen zu erkennen, daß bei verschiedenen Voreilungswinkeln für den Vorwärtsgang die Dampfcompression früher, beim Rückwärtsgang bei gleichem Expansionsgrad später eintritt, als bei gleichen Winkeln. Ist die Dampfcompression wirklich so schädlich, als man gewöhnlich annimmt, so wäre auch in dieser Hinsicht die Dampfvertheilung für den Vorwärtsgang durch Annahme verschiedener Voreilungswinkel, verschlechtert statt verbessert, der ganze Vortheil bestände also dann fast nur darin, daß das lineare Voreilen für alle Grade beinahe constant wäre. — Daß aber trotzdem die Constructeurs jetzt sehr häufig verschiedene Voreilungswinkel annehmen und die Locomotivenführer meist die Maschine mit starker Expansion arbeiten lassen, indem sie die Coulisse bei gewöhnlichen Fahrten nur wenig heben oder senken, deutet darauf hin, daß die Dampfwirkung trotz der erhöhten Compression doch nicht so ungünstig sein muß, als man stets anzunehmen geneigt ist. Um dies zu untersuchen, kommt es darauf an, die Wirkung des Dampfes im Cylinder mit Berücksichtigung des durch die Compression stattfindenden Arbeitsverlustes zu bestimmen; in dieser Beziehung verweisen wir auf die schätzbaren Untersuchungen des Herrn Prof. Reuleaux im folgenden Artikel, „Ueber die Wirkung der Dampfvertheilung bei den Coulissensteuerungen."

Auf welche Weise man für einen gegebenen Fall den Winkel findet, um welchen der Krummzapfen mehr nach

dem Vorwärtsexcentric zu gestellt werden muß, um das Voreilen so wenig, als nur irgend möglich, veränderlich zu machen, ist zwar schon angedeutet worden, es wird aber ein Beispiel die Vorzüge unseres Diagramms noch mehr hervorheben. Wir wählen hierzu die schwierigste und complicirteste Aufgabe, die wohl in Betreff der Coulissensteuerungen vorkommen kann.

Aufgabe. Es soll eine Locomotivensteuerung nach Hawthorn's oder Stephenson's System mit offenen Excentricstangen construirt werden, und zwar der Art, daß für den Vorwärtsgang das Voreilen möglichst wenig variire. Man hat folgende Annahmen gemacht: die Excentricität $r = 0{,}064^m$, Länge der Excentricstangen $l = 1{,}560^m$, Weite eines Dampfcanales $a = 0{,}027^m$. Das Voreilen für den äußersten Grad sei $v = 5^{mm}$, ferner soll der Punkt K, bei welchem der Leitblock beim letzten Expansionsgrad steht, um $c_1 = IK = \frac{2}{3}c$ vom todten Punkte entfernt sein (Coulisse, wie Figur 12, Tafel 2), wobei die halbe Länge der Coulisse $CI = c = 0{,}21^m$ beträgt; es ist also $c_1 = 0{,}14^m$.

Ferner liege Schieber- und Kolbenstange in derselben Richtung. Die beiden Excentricitäten schließen zwischen sich den Winkel $DOD_1 = 151\frac{1}{2}^0$ (Figur 11) ein. Die innere Deckung sei $i = 4{,}3^{mm}$.

Es ist die äußere Deckung und die ganze Dampfvertheilung unter Voraussetzung von 4 Expansionsgraden für den Vorwärtsgang zu bestimmen, vor Allem aber soll die zweckmäßigste Stellung des Krummzapfens ermittelt werden.

Auflösung. Zunächst nehmen wir einen imaginären Krummzapfen an, der den Winkel DOD_1 halbirt (Fig. 17, Taf. 3). In Bezug dieses Krummzapfens beträgt der Winkel

$$YOD = \delta = 90 - \frac{151\frac{1}{2}}{2} = 14\frac{1}{2}^0.$$

Man berechne nun die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes für den letzten Expansionsgrad, indem man in die bekannte Formel für offene Stangen:

$$a = \frac{1}{2}A = \frac{1}{2}r\left(\sin\delta + \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)$$

$$b = \frac{1}{2}B = \frac{1}{2}\frac{ru}{c}\cos\delta$$

die gegebenen Werthe, sowie statt u das c_1 und $\delta = 14\frac{1}{4}^0$ einsetzt, das giebt

$$a = 0{,}0102^m$$
$$b = 0{,}0207^m.$$

Nun berechne man die Lage des Schieberkreismittelpunktes für den todten Punkt, indem man in vorstehende Formeln $u = 0$ setzt, d. g.

$$a_0 = 0{,}0120 \qquad b_0 = 0.$$

Man mache nun in Figur 16: $OB_4 = a = 0{,}0102$, $B_4C_4 = b = 0{,}0207$ und $OB_0 = a_0 = 0{,}0120$; und beschreibe von C_4 und B_0 aus die beiden Schieberkreise; diese schneiden sich in Q. Zieht man nun OQ, so ist der Winkel $QOX = R_0OR = \sigma = 5^0$ der Winkel, um welchen der wirkliche Krummzapfen in vorliegender Steuerung vor dem imaginären vorausgehen muß. Zieht man also in Figur 17 die Linie OR_0 so, daß sie mit OR den Winkel $\sigma = 5^0$ bildet, so ist $R_0OD = 90 + \delta - \sigma = 99\frac{1}{4}^0$ der Winkel, den der Krummzapfen mit der Excentricität des Vorwärtsexcentrics bilden muß, und $R_0OD_1 = 90 + \delta + \sigma = 109\frac{1}{4}$ der Winkel mit den Rückwärtsexcentric. Zieht man von beiden Winkeln 90^0 ab, so erhält man den Voreilungswinkel des Vorwärtsexcentrics

$$ZOD = \delta_1 = \delta - \sigma = 9\frac{1}{4};$$

den des Rückwärtsexcentrics

$$Z_1OD_1 = \delta_2 = \delta + \sigma = 19\frac{1}{4}.$$

Der Haupttheil der Aufgabe ist also schon gelöst, und zwar auf eine so einfache Weise, wie sich in Rücksicht auf die stets für so complicirt gehaltene Bewegung der Coulisse kaum erwarten ließ. Der Winkel σ hätte sich auch durch Rechnung finden lassen; da das Resultat der Rechnung besonders merkwürdig ist, so mag hier dieselbe noch angegeben werden.

Die Formel für den Schieberweg war bei offenen Stangen:

$$\xi = r\left(\sin\delta + \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega + \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega.$$

Nun ist in Figur 16 OQ nichts anderes, als der Schieberweg beim Drehwinkel σ; setzen wir daher σ statt ω und das eine Mal für den letzten Grad $u = c_1$, dann für den todten Punkt $u = 0$, so folgt das eine Mal

$$OQ = r\left(\sin\delta + \frac{c^2-c_1^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\sigma + \frac{c_1r}{c}\cos\delta\sin\sigma,$$

das andere Mal

$$OQ = r\left(\sin\delta + \frac{c^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\sigma.$$

Durch Gleichsetzen beider Ausdrücke für OQ folgt nach einigen Reductionen:

$$\operatorname{tg}\sigma = \frac{c_1}{l}.$$

Dieser einfache Ausdruck zeigt, daß der Winkel, um welchen der wirkliche Krummzapfen vor dem imaginären hergehen soll, nur von c_1 und der Länge l der Excentricstange abhängt. Je kleiner c_1 und je größer l, um so weniger hat man den Krummzapfen zu verstellen, um so mehr nähern sich die Werthe der beiden verschiedenen Voreilungswinkel. Daher kommt es auch, weswegen man bei vielen Coulissensteuerungen gleiche Voreilungswinkel beibehalten hat; bei diesen Steuerungen ist c_1 so klein und l so groß gewesen, daß das Verstellen des Krummzapfens gar nicht nothwendig war, indem schon bei gleichen Voreilungswinkeln das Voreilen sehr wenig veränderlich auftrat. Dies ist z. B. bei den Locomotiven der schweizerischen

Nordostbahn der Fall, von welchen für vorstehendes Beispiel die Dimensionen der einzelnen Steuerungstheile entlehnt wurden; nur die äußere Deckung haben wir anders genommen, weil das Beispiel für verschiedene Voreilungswinkel gilt, hingegen bei dieser Locomotivensteuerung in Wirklichkeit gleiche Voreilungswinkel angenommen worden sind. Da, wie oben nachgewiesen wurde, die Dampfvertheilung bei verstellten Krummzapfen nicht viel besser wird, so sollte man bei Construction der Steuerungen lieber c_1 möglichst klein machen und möglichst lange Excentricstangen anwenden, weil dadurch auch das Voreilen weniger veränderlich wird. Gestattet aber die Maschine nicht die Anwendung langer Excentricstangen, dann bleibt immer die Annahme verschiedener Voreilungswinkel ein schönes Mittel zur Verbesserung des Voreilens; freilich auf Kosten des Rückwärtsganges der Maschine. Setzen wir in die Formel $\operatorname{tg}\sigma = \frac{c_1}{l}$ unsere Werthe von c_1 und l, so folgt

$$\sigma = 5^0\,8',$$

derselbe Werth, den das Diagramm giebt. Die Formel hat aber den großen Vorzug, daß man schon σ bestimmen kann, wenn man von einer Steuerung auch weiter nichts kennt, als die Länge der Excentricstangen und die Entfernung des Leitpunktes vom todten Punkte für den letzten Expansionsgrad. Zugleich giebt die Formel auch noch einen weit einfacheren Weg, als den oben beschriebenen zur Bestimmung des Winkels durch Construction. Man construire ein rechtwinkeliges Dreieck, dessen Katheden c_1 und l sind, so ist ohne Weiteres der der Seite c_1 gegenüberliegende Winkel der gesuchte.

Rechnung und Construction giebt noch eine andere Eigenthümlichkeit, wenn der Krummzapfen in der angegebenen Weise verstellt wird; was hier nur kurz erwähnt werden soll. Hat man nämlich eine gerade Anzahl Expansionsgrade oder mit Inbegriff des todten Punktes eine ungerade, so fällt der Durchschnitt zweier Schieberkreise, die gleichweit vom todten Punkte und dem äußersten Grade abstehen, für den Vorwärtsgang immer in die Linie OR_0 (Figur 14); es ist also z. B. für 6 Expansionsgrade das Voreilen für den todten Punkt und den 6. Grad gleich groß. Ebenso das für den 1. und 5.; ferner für den 2. und 4. Grad und für den mittelsten, hier also den 3., ist es am größten (aber nur bei offenen Stangen). Siehe Diagramm Figur 14 und die Tabelle auf S. 20.

Kehren wir nun zur Lösung der Aufgabe zurück, so war die Bedingung gestellt, daß für den letzten Grad das Voreilen $v = 5^{mm}$ sei. Trägt man daher auf OR_0 von Q aus nach O den Werth $V_0Q = v = 5^{mm}$, so ist nun $OV_0 = 0{,}019^m$ sofort die gesuchte äußere Deckung. Beschreibt man endlich mit OV_0 und der gegebenen inneren Deckung $OW_0 = 4{,}3^{mm}$ von O aus Kreise, so ist jetzt auch für den letzten Grad die ganze Dampfvertheilung bekannt. Die Durchschnittspunkte $V_3V_4W_3W_4$ verbinde mit O, so sind dies bekanntlich die Hauptkurbelstellungen. Beschreibt man noch von O aus irgend einen Kreis, der den Warzenkreis darstellt und ziehen wir L_0L_1 parallel zu R_0R_1, machen $L_1L_0 = R_1R_0$, so repräsentirt L_0L_1 den Kolbenhub. Die Linie OV_3 schneidet den Warzenkreis in R_3; fällt man noch das Perpendikel R_0L_3 gegen L_0L_1, so ist

OR_3 die Stellung des Krummzapfens vor dem todten Punkte R_0 und L_3 die Kolbenstellung vor dem Ende des Hubes, wenn der Dampfeintritt rechts beginnt.

OR_4 Stellung der Kurbel und L_4 die des Kolbens beim Ende des Dampfeintritts, also bei Beginn der Expansion; $L_0L_4 : L_0L_1$ ist das Expansionsverhältniß beim letzten Expansionsgrad.

OR_5 ist die Stellung der Kurbel vor dem todten Punkte und L_0L_5 die Entfernung des Kolbens vom Ende des Hubs, wenn links der Dampfaustritt schon beginnt. Endlich ist OR_6 die Kurbelstellung und L_6 die Kolbenstellung beim Ende des Dampfaustrittes hinter dem Kolben, d. h. bei Beginn der Compression; $L_0L_5 : L_0L_1$ ist das Compressionsverhältniß.

Für die übrigen Expansionsgrade verfährt man auf gleiche Weise, indem man erst die Coordinaten der Schieberkreismittelpunkte nach dem Bekannten berechnet und ebenfalls die Durchschnitte der Schieberkreise mit den Deckungskreisen aufsucht ꝛc.

Will man hier auch die Dampfvertheilung für den Rückwärtsgang untersuchen, die bei verschiedenen Voreilungswinkeln verschieden vom Vorwärtsgang ausfällt, so construirt man ein Diagramm, wie Figur 14 a zeigt und denkt sich den Krummzapfen von OR_0 entgegengesetzt gedreht, in der Richtung des Pfeiles; nur ist nicht zu vergessen, daß OR_0 die Lage des Krummzapfens in seinem todten Punkte bedeutet, daß die Richtung der Schieberstange in die Richtung OR_0 fällt und von letzterer aus alle Winkel gerechnet werden müssen, während man bei gleichen Voreilungswinkeln von der Lage OR auszugehen hat. — Im Uebrigen ist nichts Neues hinzuzufügen.

Bei manchen Locomotiven kommt der Fall vor, daß die Schieber- und Kolbenstange nicht in derselben Richtung liegen, sondern ihre Richtungen einen gewissen Winkel α einschließen. Hier führt man die Untersuchung genau so durch, als fielen beide Richtungen zusammen. Hat man auf die bezeichnete Weise dann die Lage von OR_0, also die Winkel R_0OD und R_0OD_1 gefunden (Figur 17), so lege OR_0 in die Richtung der Schieberstange (Figur 18) und trage OD und OD_1 unter den gefundenen Winkeln $90 + \delta_1$ und $90 + \delta_2$ an O an. Verlängert man jetzt die Kolben-

ſtangenrichtung über O hinaus, ſo iſt jetzt OR_x die wahre Stellung des Krummzapfens gegen die Excentrics.

Sollte z. B. in der zuletzt gerechneten Aufgabe die Schieberſtangenrichtung mit der Richtung der Kolbenſtange den Winkel $\alpha = 6\frac{1}{2}^0$ einſchließen, ſo mache, weil wir die Winkel

$$R_0OD = 99\frac{1}{4}^0 \text{ und } R_0OD_1 = 109\frac{1}{4}^0$$

gefunden haben (Figur 18), $R_0OR_x = 6\frac{1}{2}^0$, dann iſt erſt R_x die wahre Lage des Krummzapfens und zwar iſt nun:

$$R_xOD = 92\frac{3}{4}^0 \text{ und } R_xOD_1 = 115\frac{3}{4}^0.$$

Die Unterſuchung der Dampfvertheilung wird aber genau ſo durchgeführt, wie es bei Betrachtung des hierher gehörigen Diagramms (Figur 16) angegeben wurde.

Liegt Schieberſtange und Kolbenſtange bei einer vorhandenen Steuerung nicht in einer Richtung, ſo kann man nicht ohne Weiteres erkennen, ob die Steuerung mit gleichen oder verſchiedenen Voreilungswinkeln arbeitet, ſondern man muß erſt den Krummzapfen, der im todten Punkte liegend angenommen wird, mit der Kolbenſtange in die Schieberſtangenrichtung drehen, und nun erſt laſſen ſich die Winkel vergleichen. So ſchließen z. B. bei der der letzten Aufgabe zu Grunde gelegten Locomotive Schieber- und Kolbenſtangenrichtung die Winkel $\alpha = 6\frac{1}{2}^0$ ein, ferner gab die Abmeſſung an der Maſchine:

$\angle R_xOD = 97\frac{3}{4}^0$ und $\angle R_xOD_1 = 110\frac{3}{4}^0$ (Fig. 18).

Dreht man jetzt den Krummzapfen um den Winkel $R_xOR_0 = 6\frac{1}{2}^0$ zurück, ſo wird die Kolbenſtange mit der Schieberſtange zuſammenfallen, und man hat

$$\angle R_0OD = 104\frac{1}{2}^0 \text{ und } \angle R_0OD_1 = 104\frac{1}{2},$$

d. h. gleiche Winkel. Dieſe Locomotivenſteuerung hat alſo gleiche Voreilungswinkel und zwar iſt

$$\delta = 14\frac{1}{2}^0;$$

obgleich der Krummzapfen wegen der verſchiedenen Richtungen von Schieber- und Kolbenſtange verſchiedene Winkel mit den Excentricitäten bildet. Hätte der Conſtructeur möglichſt conſtantes Voreilen erzielen wollen, ſo hätten die Winkel auch nach der Drehung des Krummzapfens verſchieden ſein ſollen, und zwar nach obigen Beſtimmungen ſein müſſen:

$$\angle R_0OD = 99\frac{1}{4}^0 \text{ und } \angle R_0OD_1 = 109\frac{1}{4}^0.$$

Da bei dieſer Locomotive die einzelnen Dimenſionen ſonſt ſehr zweckmäßig beſtimmt ſind und die Couliſſe kurz und die Excentricſtangen lang genug ſind, ſo hätte man durch Annahme verſchiedener Voreilungswinkel nach Angabe der Reſultate der obigen Aufgabe nicht viel gewonnen, wie man ſich durch genauere Unterſuchung des Diagramms Figur 16 überzeugen kann.

Zum Schluß ſei nun noch bemerkt, daß die vorſtehenden Unterſuchungen genau auch für gekreuzte Stangen gelten, hier ändert ſich nichts weiter als die Lage der einzelnen Schieberkreismittelpunkte, weil die Coordinaten hier nach den Formeln

$$a = \frac{1}{2}A = \frac{1}{2}r\left(\sin\delta - \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right)$$

$$b = \frac{1}{2}B = \frac{1}{2}\frac{ru}{c}\cos\delta$$

berechnet werden müſſen (S. 17).

Die Regeln in Betreff der Verſtellung des Krummzapfens bleiben dieſelben, wie bei offenen Stangen, nur mag bemerkt werden, daß hier bei verſchiedenen Voreilungswinkeln die Dampfvertheilung dem Diagramme nach in ſofern etwas günſtiger wird, als für den Rückwärtsgang der Maſchine das Voreilen zunimmt, je weniger man erpandirt, während es bei offenen Stangen abnahm und im letzteren Falle leicht ſo ſtark abnehmen kann, daß für die äußerſten Grade der Dampfeintritt erſt ſtattfindet, wenn die Kurbel ſchon über den todten Punkt hinweg iſt.

Etwas günſtigere Dampfvertheilung findet bei gekreuzten Stangen immer ſtatt, als bei offenen; beide Arten nähern ſich aber in ihren Eigenſchaften um ſo mehr, je kleiner die Couliſſe und die Excentricität iſt und je länger die Excentricſtangen ſind, Bedingungen, die man bei Couliſſenſteuerungen ſtets erfüllen muß, wenn die Schieberbewegung bei allen Graden ſymmetriſch ſein ſoll.

B. Locomotivenſteuerungen mit zwei Schiebern.

Die bisher betrachteten Steuerungen waren ſtets ſolche, bei denen die ganze Dampfvertheilung durch einen einzigen Schieber bewerkſtelligt wird. Außer den genannten Locomotivenſteuerungen hat man zwar noch andere mit einem Schieber in Gebrauch, doch ſoll hier nicht weiter auf dieſe eingegangen werden, theils weil es nach dem Vorſtehenden leicht iſt, unſer Verfahren auch ſofort auf dieſe Steuerungen anzuwenden, theils weil einige derſelben unzweckmäßig ſind, indem die durch ſie bewirkte Dampfvertheilung nicht den Anſprüchen genügt, die der Praktiker an eine Locomotivenſteuerung ſtellen muß. Von Intereſſe muß es aber ſein, nun auch die Wirkungsweiſe ſolcher Steuerungen genauer zu unterſuchen, bei denen die Expanſion durch einen beſonderen Schieber, den Expanſionsſchieber, bewerkſtelligt wird und bei denen man den Vertheilungsſchieber nur zum Umſteuern und zur Regulirung des Dampfaustrittes und des Beginnes des Dampfeintrittes benutzt; die Erfahrung ſowohl, als ein Blick auf unſere, für die verſchiedenen, mit einem Schieber arbeitenden Locomotivenſteuerungen, angegebenen Diagramme weiſt nach, daß die Compreſſion des Dampfes hinter dem Kolben um ſo größer wird, je ſtärker man erpandirt. Die Arbeit nun, welche zum Comprimiren des Dampfes bei jedem Kolbenſchube aufgewendet wird, geht zum Theil der Maſchine verloren, daher lag der Ge-

danke nahe, die Expansion mittelst eines besonderen Schiebers vorzunehmen und den eigentlichen Vertheilungsschieber immer mit gleichem Hube arbeiten zu lassen und ihm nur geringe äußere und innere Deckungen zu geben. Man sieht also, daß die Idee der Anwendung der Expansionsschieber bei Locomotiven hauptsächlich der Furcht vor dem Arbeitsverluste, der aus der Compression des Dampfes hinter dem Kolben entspringt, ihren Ursprung zu danken hat.

Da die schätzbaren Untersuchungen des Herrn Professor Reuleaux (s. folgenden Artikel) in Uebereinstimmung mit den von tüchtigen Constructeuren gemachten Erfahrungen zeigen, daß die Dampfcompression im Allgemeinen und besonders bei Locomotivensteuerungen nicht so schädlich ist, als man gewöhnlich annimmt, und daher die Steuerungen mit einem Schieber wohl schwerlich von denen mit Expansionsschiebern ganz verdrängt werden dürften, so ist es gerade jetzt an der Zeit, auch einmal die letzteren Steuerungen genauer hinsichtlich ihrer Dampfvertheilung zu untersuchen, und zuzusehen, ob einzelne der in Anwendung kommenden Steuerungen mit zwei Schiebern wirklich so zweckmäßig sind, daß es sich verlohnt, die Widerstände, welche immer aus der Bewegung eines zweiten Schiebers entspringen, der Maschine aufzubürden.

Vor Allem muß man von einer Locomotivensteuerung mit zwei Schiebern verlangen können, daß der Dampfeintritt bei jeder beliebigen Kolbenstellung abgeschlossen werden kann; ob dies nun wirklich bei den bisher angewandten Systemen der Fall ist, und wenn nicht, wie weit man bei jedem einzelnen die Expansion treiben kann, und welchen Einfluß hierbei die einzelnen Dimensionen haben, werden die weiteren Untersuchungen zeigen. Wie schon im Eingange des Artikels erwähnt wurde, sollen hier die Steuerungen von Gonzenbach und Meyer durch Anwendung eines neuen Diagramms untersucht werden.

1. Steuerung von Gonzenbach.

(Hierzu Tafel 4.)

Figur 1 und 2 stellt diese Steuerung dar, wie sie Heusinger v. Waldegg in seinem Werke: „Locomotiv-Maschine" giebt. O ist der Mittelpunkt der Triebwelle, D das Vorwärts-, D_1 das Rückwärtsexcentric, DC die Excentricstange der ersteren, D_1C_1 die des letzteren Excentrics. CC_1 ist eine Coulisse, die den Vertheilungsschieber A so führt, wie es bei Stephenson's Steuerung geschieht; hier hat jedoch die Coulisse CC_1 nicht den Zweck, die variable Expansion zu bewirken, sondern nur die Maschine vor- und rückwärts gehen zu lassen, oder sie in Ruhe zu versetzen, indem man die Coulisse mit Hilfe des Hebels L und der Verbindungsstange K entweder ganz senkt und so nur das Vorwärtsexcentric auf die Schieberstange wirken läßt, oder die Coulisse ganz hebt, also die Bewegung des Schiebers durch das Rückwärtsexcentric bewirkt, oder endlich, indem man die Coulisse in die Mitte stellt, so daß der todte Punkt I der Coulisse die Führung der Schieberstange übernimmt und dann, wegen der hierbei stattfindenden eigenthümlichen, aus Früherem bekannten Dampfvertheilung, die Maschine zur Ruhe übergeht. Andere Punkte der Coulisse werden hier aber nicht zur Führung des Schiebers, zum Zwecke der veränderlichen Expansion benutzt, wie bei Stephenson, sondern diese erreicht man durch den Expansionsschieber B, der seine Bewegung auf folgende Weise erhält. Am Ringe des Rückwärtsexcentrics befindet sich ein Zapfen F, durch welchen die Zugstange FE hin und her gezogen wird, die am Ende E eines um den festen Punkt M drehbaren Führungsbogens angeschlossen ist. Der Führungsbogen ME erhält also eine schwingende Bewegung; in diesem Bogen gleitet der Endpunkt N der Schubstange NQ auf und ab und läßt sich mittelst des Hebels l und der Zugstange k auf einem bestimmten Punkte erhalten; bei Q ist die Schubstange mit der Stange des Expansionsschiebers B verbunden, so daß auf letztere die hin- und hergehende Bewegung des Führungspunktes N übertragen wird. Je näher der Punkt N dem Drehpunkte M des Führungsbogens liegt, um so kleiner ist, wie sich leicht übersehen läßt, der Schieberhub. Der Vertheilungsschieber A ist ein gewöhnlicher Muschelschieber, bei dem aber hier die äußere und innere Deckung kleiner als gewöhnlich angenommen wird. Der Expansionsschieber aber, der sich in einem besonderen Schieberkasten auf der Decke des Vertheilungsschieberkastens bewegt, ist ein Spaltschieber. Stehen die Spaltöffnungen über den Oeffnungen $a_0 a_0$ in der Zwischenwand beider Schieberkästen, so tritt der Dampf in den Kasten des Vertheilungsschiebers; und die Expansion wird eintreten, sobald der Expansionsschieber die Oeffnungen a_0 schließt. Die Spaltöffnungen im Expansionsschieber, der wie der Vertheilungsschieber von Bronze ist, sind gewöhnlich etwas weiter, als die Oeffnungen a_0. Die Figur ist in $^1/_{15}$ der natürlichen Größe gezeichnet.

Ehe wir auf die Art der Dampfvertheilung bei dieser Steuerung eingehen und für dieselbe ein äußerst einfaches Diagramm vorführen, soll zunächst der einfachere Fall in's Auge gefaßt werden, indem wir uns vorstellen, dieser Spaltschieber werde durch ein Excentric bewegt, man habe es also mit einer fixen Expansion zu thun. Figur 3 stellt den Expansionsschieber in seiner mittleren Stellung vor; seine Spaltweiten seien etwas größer, als die Weiten der Dampfdurchlaßöffnungen $a_0 a_0$ und zwar sollen die Kanten bb um e_0 von den Kanten cc zurückspringen.

Denken wir uns jetzt den Schieber um den Weg ξ_0 nach rechts geschoben, wie Figur 4 zeigt, so findet zwischen der Größe a_1 der Eröffnung des Durchlaßcanales a_0 und

den Größen ξ_0, e_0 und a_0 folgende Relation statt, wie sich aus der Figur leicht erkennen läßt,

$$\xi_0 + a_1 = e_0 + a_0,$$

woraus die Eröffnung des Canals für die betreffende Ausweichung ξ_0 des Schiebers aus seiner mittleren Stellung

$$a_1 = a_0 + e_0 - \xi_0 \quad (1)$$ folgt.

a_0 und e_0 sind bestimmte Größen, wogegen ξ_0 mit der Drehung der Welle sich ändert. Dieser Schieberweg findet sich aber leicht aus dem Drehungswinkel der Welle auf folgende Weise. Es gehe die Schieberstange BB_0 durch den Mittelpunkt O (Figur 5) der Welle; OR_0 sei die Lage des Krummzapfens in seinem todten Punkte und die Excentricität $OD_0 = r_0$ des Excentrics, welches unserer Voraussetzung gemäß den Expansionsschieber bewegt, weiche um den Winkel $R_0OD_0 = 90 - \delta_0$ von der Krummzapfenrichtung ab. Bei gewöhnlichen Vertheilungsschiebern ist dieser Winkel $90 + \delta_0$, wo δ_0 der Voreilungswinkel heißt. Bei vorliegendem Falle ist es aber, wie aus dem Folgenden specieller hervorgehen wird, besser, das Excentric mit Nacheilen aufzusetzen.

Denken wir uns nun die Welle um den Winkel ω gedreht, so kommt der Krummzapfen nach OR, die Excentricität nach OD und das Schiebermittel B ist nun um $BX = \xi_0$ von seinem mittleren Stande entfernt. Ist die Schubstange BD lang genug, so ist der Schieberweg $\xi_0 = BX = OF$, oder weil der Figur gemäß

$$OF = r_0 . \sin(\omega - \delta_0)$$

ist, so folgt der dem Drehungswinkel ω entsprechende Schieberweg $\xi_0 = r_0 \sin(\omega - \delta_0)$.

Führen wir diesen Werth in Gleichung (1) ein, so folgt die zugehörige Eröffnung a_1 des Dampfcanales

$$a_1 = a_0 + e_0 - r_0 \sin(\omega - \delta_0).$$

Dieser Ausdruck läßt sich nun wieder durch ein einfaches Diagramm darstellen. Nach den früheren Untersuchungen ist

$$\xi_0 = r_0 \sin(\omega - \delta_0)$$

nichts anderes, als die Polargleichung zweier sich berührender Kreise vom Durchmesser r_0, deren Pol im Berührungspunkte liegt, wie sich auch aus folgenden Betrachtungen ergiebt. Man ziehe in Figur 6 die Axe OX und OY senkrecht auf einander, trage an die Verticale OY den Winkel $DOY = \delta_0$ und ziehe DO über O hinaus. Macht man nun $OD = OD_1 =$ der Excentricität r_0 und beschreibt man aus den Halbirungspunkten C und C_1 mit $\frac{r_0}{2}$ Kreise, so geben die von O aus gezogenen Sehnen unmittelbar die Schieberwege. Ziehen wir nämlich noch in O die Linie OZ normal zu OD, so ist $\angle ZOX = \delta_0$; denken wir uns die Schieberstange in OX und ebenfalls daselbst den Krummzapfen OR_0 in seinem todten Punkte befindlich und drehen wir letzteren jetzt um den Winkel $R_0OR = \omega$ in der Richtung des Pfeiles, so giebt ohne Weiteres wieder der Abschnitt OP den diesem Drehungswinkel entsprechenden Schieberweg ξ_0. Verbindet man nämlich noch P mit D, so ist

$$OP = OD . \sin ODP.$$

Da aber $OD = r_0$ und $ODP = \angle POZ = \omega - \delta_0$ ist, so folgt, wie behauptet wurde:

$$OP = r_0 \sin(\omega - \delta_0 = \xi_0;$$

genau der oben für ξ_0 angegebene Werth. Da die Figur in wahrer Größe dargestellt ist, indem wir $r_0 = 0{,}05^m$ und $\delta_0 = 15^o$ gesetzt haben, so giebt die Abmessung von OP ohne Weiteres $\xi_0 = 0{,}023^m$ für den betreffenden Schieberweg bei der angenommenen Kurbelstellung. Beschreibt man noch von O aus mit dem Radius $OQ = a_0 + e_0$ den Kreis Q_0Q_1Q, so ist jetzt

$QP = OQ - OP$ oder nach dem Vorstehenden

$QP = a_0 + e_0 - \xi_0$, d. h. QP ist:

nach Gleichung 1 ist sofort die dem Winkel ω entsprechende Eröffnung a_1 des Durchlaßcanales; die Abmessung ergiebt für vorliegenden Fall $QP = a_1 = 0{,}014^m$, weil wir $a_0 = 0{,}030^m$ und $e = 0{,}007^m$ angenommen haben und die Figur in wahrer Größe gezeichnet ist. Um also für eine gewisse Krummstellung OR die zugehörige Eröffnung zu wissen, die in diesem Augenblicke der Expansionsschieber gestattet, hat man in dem Diagramme nur den Abschnitt QP der Kurbelstellung zu messen, der zwischen die beiden Kreise OPD und Q_0Q_1Q hineinfällt. Die Figur läßt aber jetzt auch den ganzen Vorgang mit einem Blicke übersehen. Hat der Krummzapfen die Lage OQ_3, steht er also um Q_3OQ_0 vor dem todten Punkte, so öffnet der Expansionsschieber eben den Canal; und er eröffnet ihn immer mehr, je weiter sich die Kurbel in der Richtung des Pfeiles dreht. Ist die Kurbel im todten Punkte OR_0 angelangt, so giebt die Messung von Q_0P_0 (0,0235^m) die Eröffnung des Durchlaßcanales für diesen Augenblick. Beschreiben wir jetzt noch aus O mit dem Radius $OS_1 = OS_2 = e_0 = 0{,}007^m$ einen Kreis, und denken wir uns nun die Kurbel weiter, und zwar um den Winkel $S_1OQ_0 = Q_1OQ_0$ hinter den todten Punkt gedreht, so ist dies die Stellung, bei welcher eben der Canal vollständig geöffnet ist, weil ja $Q_1S_1 = a_0 =$ der Canalbreite, der Construction gemäß, ist. Während die Kurbel nun den Winkel Q_1OQ_2 zurücklegt, bleibt der Canal vollständig offen, weil $Q_1S_1 = Q_2S_2 = a_0$ ist. Von der Lage OQ_2 an beginnt der Schieber den Canal wieder zu schließen, bis endlich bei der Kurbelstellung OQ_4 die Durchlaßöffnung geschlossen wird; in diesem Momente beginnt die Expansionswirkung. In der Stellung OQ_5 öffnet der Expansionsschieber wieder und das ganze Spiel wiederholt sich für den Dampfeintritt auf der anderen Seite des Kolbens. Das einfache Diagramm giebt also die Dampfvertheilung, wie sie durch einen Spaltschieber erreicht wird, auf höchst übersichtliche Weise und läßt

unmittelbar die Regeln erkennen, nach denen die einzelnen Dimenſionen r_0, δ_0, e_0 und a_0 gewählt werden müſſen. Wiewohl ſich dieſe leicht aus dem Diagramme ableiten laſſen, ſo mögen doch hier einige Bemerkungen folgen. Nehmen wir zunächſt die Schieberdimenſionen, alſo a_0 und e_0 beſtimmt an, wie im Diagramm Figur 6, und ändern wir in Gedanken die Excentricität $OD = r_0$, ohne δ_0 zu ändern, ſo ſieht man ſogleich, daß durch Vergrößerung von r_0 oder der Durchmeſſer OD und OD_1 die Schieberkreiſe den Kreis $Q_0 Q_1 Q_4$ in Punkten ſchneiden, die näher auf dem Umfange des letzteren Kreiſes gegen Q_0 hin liegen, als Q_3 und Q_4, d. h. man würde wirkſamer expandiren können, der Beginn des Dampfeintrittes würde aber ſpäter ſtattfinden; das Umgekehrte würde eintreten, wenn wir $OD = r_0$ kleiner annehmen wollten, als es in der Figur der Fall iſt; wäre r_0 ſo klein, wie es der Durchmeſſer OD_0 des aus C_0 beſchriebenen, punktirten Kreiſes angiebt, ſo würde gar keine Expanſion mehr eintreten, weil ſich die Kreiſe nicht mehr ſchneiden, der Schieber läßt dann fortwährend Dampf in den Schieberkaſten des Vertheilungsſchiebers treten; die Wirkung des Expanſionsſchiebers beſchränkt ſich alſo dann nur darauf, die Durchlaßöffnungen fortwährend zu erweitern und zu verengern; der Expanſionsſchieber iſt alſo nicht nur wirkungslos, ſondern ſogar ſchädlich, und um dies zu umgehen, hat man alſo ſtets

$$a_0 + e_0 < r_0 \text{ anzunehmen.}$$

Bei einer fixen Expanſion geht das recht wohl an; bei einer variabeln aber, bei der man die Veränderlichkeit der Expanſion durch Veränderung der Excentricität r_0 hervorbringt, wie es, den folgenden Unterſuchungen gemäß, bei Gonzenbach's Steuerungen im Grunde wirklich geſchieht, gehen hieraus nicht gerade vortheilhafte Reſultate hervor, wie ich unten nachweiſen werde.

Gehen wir wieder zur urſprünglichen Figur 6 zurück und denken wir uns jetzt den Radius $OQ = e_0 + a_0$ größer oder kleiner, als er im Diagramm angenommen wurde, die übrigen Dimenſionen aber unverändert, ſo fallen die Durchſchnitte Q_3 und Q_4 auf den Schieberkreiſen weiter gegen D und D_1 oder näher gegen Q_0 hin; im erſteren Falle wird längerer, im zweiten kürzerer Dampfeintritt ſtattfinden, und der Beginn des Dampfeintrittes früher oder ſpäter eintreten. Man kann alſo auch auf eine andere Weiſe die Expanſion variable machen, nämlich durch Veränderung des Werthes $e_0 + a_0 = OQ$, und das geſchieht auch wirklich bei der Steuerung von Meyer, wie ich unten zeigen will. Aus dieſen Vorbemerkungen geht alſo ſchon hervor, daß die Steuerungen von Gonzenbach und Meyer im Allgemeinen dieſelben Eigenſchaften beſitzen. Auch bei der zuletzt angenommenen Aenderung, nämlich der des Werthes $e_0 + a_0$ geht aus dem Diagramm hervor, daß ſtets

$$e_0 + a_0 < r_0$$

ſein muß, und daß fortwährender Dampfeintritt ſtattfinden wird, ſobald $e_0 + a_0 > r_0$ wird. Wie ſich die Dampfvertheilung geſtaltet, wenn man δ_0 ändert, vielleicht ſtatt Nacheilen, Voreilen annimmt, d. h. den Winkel, den die Excentricität r_0 des Expanſionsſchiebererexcentrics mit dem Krummzapfen bildet, $90 + \delta_0$ ſtatt $90 - \delta_0$ ſetzt, iſt zu leicht aus der Figur zu erkennen, als daß hier weitere Unterſuchungen angeſtellt werden ſollen, es mag nur bemerkt werden, daß dann OD auf die andere Seite von OY fällt.

Ehe ich zu dem allgemeinen Fall übergehe, bleibt mir noch übrig, das Diagramm des Expanſionsſchiebers mit dem aus Früherem bekannten Diagramm des Vertheilungsſchiebers zu verbinden, daraus entſteht ein Doppeldiagramm (Figur 8), welches nun die Dampfvertheilung, wie ſie durch gleichzeitige Anwendung beider Schieber eintritt, in höchſt überſichtlicher Weiſe angiebt. Das Diagramm (Figur 8) gilt für den durch Figur 7 dargeſtellten Fall. Auf der Welle O ſitzen zwei Excentrics; das eine, deſſen Excentricität $OD_0 = r_0$ mit dem Krummzapfen den Winkel $90 - \delta_0$ bildet, bewegt den Expanſionsſchieber; das zweite Excentric, deſſen Excentricität $OD = r$ mit dem Krummzapfen den Winkel $90 + \delta$ bildet, bewegt den Vertheilungsſchieber. Dieſe Anordnung kommt zwar in der Praxis nicht vor, doch führe ich ſie als Beiſpiel, an, weil hier die Dampfvertheilung der bei der Gonzenbach'ſchen Locomotivenſteuerung ganz ähnlich iſt, wie ſich aus dem Folgenden ergeben wird, und die Kenntniß des angenommenen einfachen Falles das Studium der Gonzenbach'ſchen Steuerung ſehr erleichtert. Die Figur 8 iſt unter der Vorausſetzung gezeichnet, daß gerade wie im Diagramme Figur 6 die Werthe $a_0 = 0{,}030^m$, $e_0 = 0{,}007^m$, $\delta_0 = 15^0$, $r_0 = 0{,}050^m$ ſind; um alſo die Dampfvertheilung des Expanſionsſchiebers kennen zu lernen, war nur nöthig, die Kreiſe des Diagrammes Figur 6 in Figur 8 noch einmal zu zeichnen und zwar ſind ſie hier mit ſchwachen Linien ausgezogen. Hierzu iſt nun nach den früher gegebenen Regeln das Diagramm des Vertheilungsſchiebers mit ſtark ausgezogenen Linien gezeichnet worden, indem ich annahm, die Excentricität des Vertheilungsſchiebererexcentrics ſei ebenfalls $r = r_0 = 0{,}050^m$; der Voreilungswinkel aber $\delta = 20^0$; die äußere Deckung ſei $e = 0{,}011^m$ und die Canalweite $a = 0{,}030^m$, alſo ſo groß, wie die Weite des Durchlaßcanales in der Rückwand des Vertheilungsſchieberkaſtens. Es wurde alſo $\angle YOD = \delta = 20^0$, $OD = 0{,}050^m$ gemacht, beide Längen wurden in C_2 und C_3 halbirt und aus dieſen Punkten die Schieberkreiſe gezogen. Ferner haben wir mit der äußeren Deckung $OV = e = 0{,}011^m$ von O aus einen Kreis gezeichnet und

ebenso mit dem Radius $OU = e + a = 0{,}041^m$. Denkt man sich zunächst den Krummzapfen in der Lage OR_0 in seinem todten Punkte liegend und dann um einen beliebigen Winkel $R_0OR = \omega$ in der Richtung des Pfeiles gedreht, so giebt das Diagramm für diese Lage OR des Krummzapfens nach dem Bekannten ohne Weiteres folgende Verhältnisse, wobei wir für den vorliegenden speciellen Fall sogleich die Abmessungen in Metern beifügen.

Schieberweg des Vertheilungsschiebers oder seine Ausweichung aus der mittleren Stellung $OP = 0{,}044$; Eröffnung des Dampfeintrittscanales $= VT = 0{,}030^m = a$, d. h. der Canal ist in diesem Augenblicke ganz geöffnet, und zwar steht die äußere Kante des Schieberlappens um $PT = 0{,}003$ hinter der inneren Kante des Canales.

Im gleichen Momente bedeutet $OS = 0{,}0225$ den Weg des Expansionsschiebers und $SQ = 0{,}0155^m$ die Eröffnung des Durchlaßcanales. Hieraus ist ersichtlich, daß der Theil der Kurbelrichtung, der in die horizontal schraffirte Partie des Doppeldiagramms hineinfällt, die Eröffnung darstellt, welche der Vertheilungsschieber im gleichen Momente dem Dampfe zum Eintritt in den Cylinder gestattet. Der Theil aber, der in die vertical schraffirte Partie hineinfällt, giebt die Eröffnung unmittelbar an, welche der Expansionsschieber dem Dampfe zum Eintritt in den Vertheilungsschieberkasten bietet. So lange die Kurbelrichtung durch den Theil der Diagrammfläche hindurch geht, der durch verticale und horizontale Schraffurlinien zugleich ausgefüllt ist, so lange findet Dampfeintritt in die Cylinder statt. Um aber die merkwürdigen Eigenschaften des Doppeldiagrammes noch mehr hervorzuheben, soll nach Figur 8 die Dampfvertheilung für die Hauptkurbelstellungen genauer angegeben werden, wobei nur an das bisher Gesagte erinnert wird.

OR_1 Krummzapfenstellung und R_0OR_1 der Winkel, um welchen der Krummzapfen vor dem todten Punkte steht, wenn der Expansionsschieber eben den Durchlaßcanal öffnet; der Vertheilungsschieber hält beide Oeffnungen geschlossen. OR_2 (senkrecht auf OD) Kurbelstellung bei der der Vertheilungsschieber gerade in der Mitte seines Hubes steht. Der Expansionsschieber hat schon um S_2Q_2 geöffnet. OR_3 Kurbelstellung, bei der der Vertheilungsschieber den Canal eben öffnet und daher der Dampfeintritt in den Cylinder beginnt. OR_0 Kurbel im todten Punkte; der Vertheilungsschieber hat den Canal um V_0P_0 (Voreilen), der Expansionsschieber den Durchlaßcanal um S_0Q_0 geöffnet.

OR_4 der Expansionsschieber hat eben den Durchlaßcanal ganz geöffnet.

OR_5. Der Expansionsschieber steht in der Mitte seines Hubes. (OR_5 senkrecht auf OD_0.)

OR_6. Der Expansionsschieber beginnt eben den Durchlaßcanal wieder zu schließen.

OR_7. Der Vertheilungsschieber, der bisher immer mehr den Dampfcanal öffnete, hat denselben jetzt ganz geöffnet und erhält ihn jetzt ganz offen bis zur Kurbelstellung OR_{10}.

OR_8. Der Expansionsschieber schließt den Dampf ab. Beginn der Expansion des Dampfes.

OR_9. Der Vertheilungsschieber ist am weitesten aus der mittleren Stellung entfernt ꝛc. ꝛc.

In Betreff des Dampfaustrittes, wie er durch den Vertheilungsschieber regulirt wird, ist dem Früheren nichts weiter beizufügen.

Nach diesen Vorbereitungen können wir nun zur Untersuchung der Gonzenbach'schen Steuerung übergehen. Figur 9 stellt als Skizze die Anordnung, wie sie Figur 1 und 2 giebt, nochmals dar. Das Vorwärts- und Rückwärtsexcentric sind beide um $R_0OD = R_0OD_1 = 90 + \delta$ gegen den Krummzapfen verstellt; das erstere führt der Skizze nach eben den Vertheilungsschieber, indem die Coulisse CC_1 ganz nieder gelassen ist; die Maschine geht also vorwärts. Hat sich die Kurbel um $R_0OR = \omega$ gedreht, so ist OD nach OD_2 gekommen und der Vertheilungsschieber ist wie der Punkt C um $OF_2 = r \sin(\omega + \delta) = \xi$ von seiner mittleren Stellung entfernt, wenn $r = OD$ wieder die Excentricität bedeutet. Da diese Gleichung dieselbe ist, die wir früher für die einfache Steuerung mit einem Excentric fanden, so bestimmt sich das Diagramm für die durch den Vertheilungsschieber bewirkte Dampfvertheilung, wie früher. In Figur 10 ist also der aus C beschriebene stark ausgezogene Kreis der Schieberkreis für den Vertheilungsschieber, indem wir seinen Durchmesser nach den Abmessungen der Figur 1, OD gleich der Excentricität $r = 0{,}0675^m$ und den Winkel $YOD = \delta = 18^o$ machten. Von O aus wurden dann mit der äußeren Deckung $OV = e = 0{,}0185$ des Vertheilungsschiebers und ebenso mit $OU = OV + VU = e + a$ Kreise beschrieben, wobei $a = 0{,}025$ die Canalweite bedeutet. Der erstere Kreis ist in der Figur mit III, der letztere mit I bezeichnet. Die horizontal schraffirte Partie oberhalb der Are OX giebt nun wieder die durch den Vertheilungsschieber bewirkten Canaleröffnungen für alle Kurbelstellungen in bekannter Weise für den Vorwärtsgang. Wird die Coulisse CC_1 ganz gehoben, so übernimmt das Rückwärtsexcentric OD_1 (Figur 9) die Führung des Vertheilungsschiebers, die Maschine geht rückwärts. Denkt man sich die Krummzapfen daher um den Winkel R_0OR_1 rückwärts gedreht (Figur 9), so kommt OD_1 nach OD_3 und daher steht der Schieber, wie der Endpunkt C_1 in diesem Augenblicke um $OF_3 = r \sin(\omega + \delta)$ aus der Mitte seines Hubes entfernt. Das ist dieselbe Gleichung, wie oben, die Schieberbewegung könnte also, wie wir es früher gethan haben, durch denselben Schieberkreis, wie für den Vorwärtsgang untersucht

werden. Hier soll aber für den Rückwärtsgang in Fig. 10 der Schieberkreis unterhalb der Are OX angenommen werden, indem wir $Y'OD' = \delta$ und $OD' = r$ auftragen. Giebt OR_0 die Lage der Kurbel im todten Punkte an, und dreht man dieselbe in der Richtung des ausgezogenen Pfeiles, so geht die Maschine vorwärts und der obere stärker ausgezogene Schieberkreis giebt nach den bekannten Regeln die Dampfvertheilung, wie sie der Vertheilungsschieber ohne Anwendung des Expansionsschiebers, herstellen würde.

Ist die Coulisse für den Rückwärtsgang ganz gehoben, so geht die Maschine rückwärts, die Kurbel bewegt sich von OR_0 aus in der Richtung des punktirten Pfeiles und nun giebt der unterhalb OX liegende stark ausgezogene Schieberkreis die Dampfvertheilung des Vertheilungsschiebers.

Wenn der Vertheilungsschieber allein vorhanden ist, so wäre es, wie schon erwähnt, nicht erforderlich, für Vor- und Rückwärtsgang besondere Diagramme zu zeichnen, weil beide Kreise symmetrisch zu OX liegen. Die eigenthümliche Wirkungsweise der von Gonzenbach angenommenen Bewegung des Expansionsschiebers erfordert aber diese Unterscheidung, wie das Folgende zeigen wird. Zunächst ist nun allgemein die Gleichung für den Weg des Expansionsschiebers zu bestimmen; da die Bewegung dieses Schiebers von der Lage der Schubstange NQ (Fig. 9) abhängig ist, je nachdem der Führungspunkt N näher oder entfernter dem Drehpunkte M des Führungsbogens ME gelegt wird, so ist im vorliegenden Falle auf die variable Entfernung MN, die wir mit u bezeichnen wollen, besondere Rücksicht zu nehmen. Die ganze Länge ME des Führungsbogens sei c und die Entfernung des Punktes H, bis zu welchem der Endpunkt N der Führungsstange NQ höchstens herabgelassen werden kann, vom Drehpunkte M sei $MH = c_1$. Um nun im Folgenden die Schieberbewegung leichter übersehen zu können, und besonders den Einfluß der Stellung des Leitpunktes N im Führungsbogen zu erkennen, theilen wir die Länge MH in eine gewisse Anzahl Theile, hier in 4, und nummeriren dieselbe von M aus. Je nach der Stellung der Schubstange sagen wir dann, der Führungspunkt stehe am 1., 2., 3., 4. Grade.

A. Vorwärtsgang der Maschine.

Zunächst soll die Coulisse ganz gesenkt sein, so daß die Maschine vorwärts geht. Hat sich die Kurbel aus ihrer Lage OR_0 (Figur 9) im todten Punkte um den Winkel $R_0OR = \omega$ gedreht, so ist die Excentricität OD_1 nach OD_4 gekommen. In diesem Augenblicke steht der Punkt E_1 annähernd um $E_1E_0 = OF_4 = r \sin(\omega - \delta)$ von seiner mittleren Stellung E_0 entfernt und zwar der Figur gemäß nach links. Dabei ist der Weg oder die Auslenkung des Punktes N_1 gleich N_0N_1 und zwar ist

$$N_0N_1 : E_0E_1 = MN_0 : ME_0$$

oder unserer Bezeichnung gemäß:

$$N_1N_0 = \frac{u}{c} \cdot r \sin(\omega - \delta)$$

das ist aber zugleich auch annähernd die Ausweichung des Expansionsschiebers aus seiner mittleren Stellung bei langer Schubstange, also ist der Schieberweg

$$\xi_0 = N_1N_0 = \frac{u}{c} r \sin(\omega - \delta).$$

Da nun aber mit Rücksicht auf Figur 4 für diesen Schieberweg ξ_0 und der früher angenommenen Bezeichnung die Relation

$$\xi_0 + a_1 = a_0 + e_0$$

gilt, so ist die dem Drehungswinkel ω der Kurbel entsprechende Eröffnung des Durchlaßcanales

$$a_1 = a_0 + e_0 - \frac{u}{c} r \sin(\omega - \delta).$$

Das ist dieselbe Gleichung, die wir früher für den in Figur 5 dargestellten und im Diagramm 6 untersuchten Fall gefunden haben, nur mit dem Unterschiede, daß hier $\frac{u}{c} r$ statt r_0 in der Formel vorkommt. Dieser Werth $\frac{u}{c} r$ stellt gewissermaßen eine variable Excentricität r_0 vor und da wir 4 Expansionsgrade angenommen haben, so haben wir streng genommen 4 verschiedene Steuerungen, für welche hier aber nur ein einziges Diagramm gezeichnet wird. Es stehe zunächst der Führungspunkt bei Nr. 4 oder bei H (Figur 9), so ist $u = c_1$, also

$$\frac{u}{c} r = \frac{c_1}{c} r.$$

Diese Größen bekannt vorausgesetzt, indem wir z. B. nach den Abmessungen der Figur 1 $c_1 = 0{,}240$, $c = 0{,}300$ und $r = 0{,}0675$ setzen wollen, ergiebt sich nun ohne Weiteres nach dem Bekannten der Expansionsschieberkreis für den 4. Grad und Vorwärtsgang im Diagramm auf folgende Weise: man mache $YOD_4 = Y'OD'_4 = \delta = 18^0$ und $OD_4 = OD'_4 = \frac{c_1}{c} r = 0{,}054$.

Halbire die Längen OD_4 und OD'_4 und beschreibe die mit 4 bezeichneten Schieberkreise oberhalb und unterhalb der Are OX. Beschreibt man überdies mit $OS = e_0 = 0{,}00375$ und $OQ = e_0 + a_0 = 0{,}02875$ von O aus Kreise, die resp. mit IV und II bezeichnet sind (die Dimensionen ebenfalls der Figur 1 entnommen), so geben die Durchschnitte dieser 4 Kreise genau in der bei Betrachtung von Figur 6 angegebenen Weise alle Vorgänge in Betreff der durch den Expansionsschieber bewirkten Dampfvertheilung, wenn der Führungspunkt N der Schubstange beim 4. Grade steht. Diese Ergebnisse mit denjenigen des Diagramms des Vertheilungsschiebers für den Vorwärtsgang zusammengefaßt, giebt dann, nach dem bei Betrachtung von Figur 8 Mitgetheilten, über alle nur vorkommenden, den 4. Grad

betreffenden, Fragen Aufschluß. Um für diesen Grad die Vorgänge übersichtlich darzustellen, sind die betreffenden Diagrammräume wie in Figur 8 schraffirt. Verfolgt man daher in Figur 10 die verschiedenen Kurbelstellungen und beachtet die Abschnitte, die in die schraffirten Räume fallen, so geben diese sogleich die Eröffnungen der Canäle, wie sie beide Schieber beim 4. Grade hervorbringen.

Steht der Führungspunkt N aber beim 3. Grade (Figur 9), so ist

$$\frac{u}{c} r = \frac{{}^3/_4 c_1}{c} \cdot r, \text{ weil } u = {}^3/_4 c_1 \text{ ist.}$$

Macht man also OD_3 und $OD'_3 = r_3 = {}^3/_4 . OD_4$ und beschreibt über OD_3 und OD'_3 als Durchmesser die mit 3 bezeichneten Schieberkreise, so geben diese auf bekannte Weise durch ihre Durchschnitte mit den Kreisen II und IV allen Aufschluß über die durch den Expansionsschieber beim 3. Grade bewirkte Dampfvertheilung beim Vorwärtsgange. Hier sind die betreffenden Räume des Expansionsschieberdiagrammes nicht schraffirt; da wir die hierher gehörigen Betrachtungen schon bei der Vorführung von Figur 8 angestellt haben, so sollen sie hier nicht wiederholt werden. Man sieht aber, mit welcher Leichtigkeit und Sicherheit sich nun für jeden Expansionsgrad die Dampfvertheilung erörtern läßt.

Steht der Führungspunkt N (Figur 9) beim zweiten Grade, so ist $u = {}^2/_4 c_1$; also nach Obigem

$$\frac{u}{c} r = \frac{2}{4} \frac{c_1}{c} r = \frac{1}{2} \frac{c_1}{c} r .$$

Da aber $OD_4 = OD'_4 = \frac{c_1}{c} r$, so folgt für den 2. Grad der Durchmesser $OD_2 = OD'_2$ des Expansionsschieberkreises (Figur 10)

$$OD_2 = OD'_2 = {}^1/_2 . OD_4 = {}^1/_2 OD'_4 ;$$

halbirt man ebenso OD_2 und OD'_2 und beschreibt die mit 2 bezeichneten Kreise, so geben diese die durch den Expansionsschieber beim 2. Grade bewirkte Dampfvertheilung.

Steht der Führungspunkt N (Figur 9) beim 1. Grade, so ist

$$u = {}^1/_4 c_1, \text{ also}$$

$$\frac{u}{c} r = {}^1/_4 \frac{c_1}{c} r = {}^1/_4 OD_1 = {}^1/_4 OD'_1 \text{ (Fig. 10).}$$

Die über OD_1 und OD'_1 beschriebenen, mit 1 bezeichneten Kreise sind die Expansionsschieberkreise für den 1. Grad. Aus dem Vorstehenden ergiebt sich nun aber, wie leicht zu übersehen ist, folgende einfache Regel zur Construction der Expansionsschieberkreise für alle Grade:

Man mache $OD_4 = OD'_4 = \frac{c_1}{c} r$; halbire diese Längen in C_4 und C'_4 und theile die Länge $OC_4 = OC'_4$ in so viel Theile, als Expansionsgrade angenommen wurden (hier in 4), und beschreibe aus den Theilpunkten C_1, C_2, C_3 ꝛc. die Schieberkreise, so geben diese durch die Durchschnitte mit den Kreisen II und IV die ganze Dampfvertheilung für alle Grade auf einmal.

Es soll nun für vorliegenden Fall die Steuerung etwas genauer untersucht werden, wobei zunächst hervorgehoben werden mag, daß die folgenden Ergebnisse sich auf die in Figur 1 dargestellte, wirklich ausgeführte Steuerung beziehen, indem das Diagramm, Fig. 10, nach Angabe von Figur 1 alle Elemente in natürlicher Größe angenommen enthält.

Der Führungspunkt N (Figur 9) stehe beim 4. Grade, also am tiefsten Punkte H des Führungsbogens. Befindet sich die Kurbel im todten Punkte, also in der Lage OR_0 (Figur 10) und drehen wir den Krummzapfen für den Vorwärtsgang in der Richtung des ausgezogenen Pfeiles, so tritt die Expansion ein, oder der Expansionsschieber schließt den Durchlaßcanal, wenn die Kurbel in die Lage OR_4 kommt, d. h. wenn deren Richtung durch den Punkt Q_4 geht, in welchem der Expansionsschieberkreis (4) den Kreis II schneidet. $R_4 OR_0$ ist also der Winkel, um welchen sich die Kurbel hinter dem todten Punkte beim Beginn der Expansion befindet. Mit OR_0 ist von O aus der Warzenkreis gezogen worden und parallel zu OR_0 die Linie $L_0 L$, die also den ganzen Kolbenhub darstellt. Fällt man also von R_4 gegen $L_0 L$ das Perpendikel $R_4 L_4$, so ist $L_0 L_4$ der Weg des Kolbens beim Beginn der Expansion und $L_0 L_4 : L_0 L$ das Expansionsverhältniß beim 4. Grade, Vorwärtsgang. Da wir $L_0 L_1 = 1$ Decimeter gemacht haben, so ist die in Decimetern ausgedrückte Länge $L_0 L_4$ sofort das Expansionsverhältniß, im vorliegenden Falle = 0,175.

Bei Q_6 schneidet der Kreis 4 den Kreis II nochmals; zieht man durch Q_6 die Linie OR_6, so giebt dieselbe die Kurbelstellung, bei der der Expansionsschieber den Durchlaßcanal eben wieder öffnet, um den Dampf in den Vertheilungsschieberkasten eintreten zu lassen, aus welchem er dann, bei der weiteren Drehung der Kurbel vom Vertheilungsschieber in den Cylinder auf die entgegengesetzte Seite des Kolbens gelassen wird. Wir betrachten hier aber nur die Wirkungsweise des Expansionsschiebers, da die des Vertheilungsschiebers aus früheren Untersuchungen schon bekannt ist.

Legen wir den Krummzapfen jetzt wieder nach OR_0 zurück und und stellen wir den Führungspunkt zum Zwecke einer veränderten Expansion auf den 3. Grad, so hat man jetzt die Durchschnitte des Schieberkreises Nr. 3 mit dem Kreise II aufzusuchen. Der erste Durchschnitt ist Q_3, also ist jetzt OR_3 die Stellung der Kurbel, bei der die Expansion beim 3. Grade beginnt und fällen wir das Perpendikel $R_3 L_3$ gegen $L_0 L$, so ist für den dritten Grad $L_0 L_3 : L_0 L_1$ oder im vorliegenden Falle 0,275 das Expansionsverhältniß.

Man sieht hieraus, daß man beim 4. Grade am stärksten expandirt, durch Verstellen vom 4. auf den 3. Grad aber die Expansion nicht bedeutend verändert, im vorliegenden Falle z. B. geht das Expansionsverhältniß nur von 0,175 auf 0,245 über.

Stellen wir jetzt den Führungspunkt auf den 2. Grad, so ist der Schieberkreis Nr. 2 zu verfolgen. Man findet aber, daß dieser den Kreis II gar nicht schneidet, daß also beim 2. Grade schon gar keine Expansion mehr stattfindet, indem der Expansionsschieber fortwährend Dampf in den Vertheilungsschieberkasten treten läßt. Die Wirkung des Expansionsschiebers beschränkt sich also hier einzig und allein darauf, den Durchlaßcanal fortwährend zu erweitern und zu verengern; die größte Verengerung des Canales findet statt, wenn die Kurbel die Lage OD_4 einnimmt, sich also um den Winkel R_0OD_4 vom todten Punkte aus gedreht hat. Die Weite, um welche der Expansionsschieber in diesem Augenblicke den Durchlaßcanal geöffnet hat, wird auf der Richtung OD_4 durch das Stück Q_0D_2 unmittelbar angegeben; die Abmessung von Q_0D_2 giebt $0{,}002^m$, während die Weite des Durchlaßcanales $0{,}025^m$ ist. Heben wir die Schubstange noch mehr, etwa bis zum 1. Grade, so findet noch weniger ein Durchschneiden des Expansionsschieberkreises mit dem Kreise II statt. Beim 1. Grade findet gleichfalls die größte Verengerung des Canales statt, wenn die Kurbel die Lage OD_4 einnimmt; die geringste Eröffnung ist in diesem Augenblicke aber $Q_0D_1 = 0{,}015^m$.

Hieraus folgt die Eigenthümlichkeit, daß beim Vorwärtsgange nur beim 3. und 4. Grade Expansion stattfindet; beim 1. und 2. Grade ist der Expansionsschieber nicht nur wirkungslos, sondern sogar schädlich, da zeitweise Verengerungen der Durchlaßcanäle doch eine sehr unzweckmäßige Dampfbenutzung zur Folge haben. Schon hieraus ist ersichtlich, zwischen welch' enge Grenzen die Expansion bei der Gonzenbach'schen Steuerung eingeschlossen ist, und daß man dafür sorgen muß, daß der Locomotivenführer nicht etwa den 1. und 2. Grad benutzen kann, sondern, daß er die Schubstange NQ (Figur 9) sogleich bis M heben muß, wenn er mit vollem Dampfe fahren will. Es würde also unzweckmäßig sein, den Führungsbogen in eine gewisse Anzahl Theile zu theilen, wie wir es gethan haben, und die Anordnung so zu treffen, daß der Locomotivenführer nach Belieben jeden Grad benutzen kann, sondern man muß durch Versuche oder durch unser Diagramm erst nachweisen, wie weit sich die Wirkung des Expansionsschiebers als Expansionsvorrichtung wirklich erstreckt; ein Blick auf unser Diagramm zeigt, daß der Punkt, bis zu welchem man von H aus den Führungspunkt N heben kann, um immer Expansionswirkung zu erlangen, im vorliegenden speciellen Falle zwischen dem 2. und 3. Grade liegt. Zwischen diesem Punkt, der sich mittelst des Diagrammes nach dem Folgenden leicht findet, und dem Drehpunkt M darf kein Punkt des Führungsbogens zur Schieberführung benutzt werden, und wenn man ohne Expansion, also mit vollem Dampfe, fahren will, muß der Führungspunkt N möglichst nahe bis M gehoben werden, wenn man nicht unnöthige Verengerungen der Durchlaßcanäle haben will.

Welches sind aber nun die Grenzen der Expansion? Bei dem 4. Grad fand die stärkste Expansion statt, es fragt sich daher noch, welchen Punkt des Führungsbogens darf man benutzen, wenn die geringste Expansion mittelst des Expansionsschiebers erreicht werden soll. Denkt man sich die Führung wieder durch den 3. Grad bewerkstelligt und den Krummzapfen von OR_0 aus gedreht, sucht man den Durchschnitt V_4 des Vertheilungsschieberkreises mit dem Kreise III auf, und zieht man durch V_4 die Linie OR_2, so giebt diese die Kurbelstellung, bei welcher der Vertheilungsschieber den Canal im Cylinder eben schließt; bei OR_5 hingegen eröffnet, nach Früherem, der Expansionsschieber beim 3. Grade den Durchlaßcanal für den Dampfeintritt auf der anderen Seite. Man erkennt nun sofort, daß diese letztere Eröffnung nicht eher stattfinden darf, bis der Vertheilungsschieber den Canal auf der anderen Seite geschlossen hat, d. h. es muß unbedingt $\angle R_5OR_0 > \angle R_2OR_0$ sein, weil sonst sowohl bei dem Hin- als Hergange des Kolbens zweimal Dampf in den Cylinder geführt würde, was die schlechteste Dampfbenutzung wäre, die nur zu ersinnen ist! Hieraus ist ersichtlich, daß höchstens der Expansionsschieber in dem Augenblicke den Durchlaßcanal für den Dampfeintritt auf der anderen Seite öffnen darf, wenn eben der Vertheilungsschieber den Dampfcanal auf der ersten Seite schließt und das wird bei der Kurbelstellung OR_2 der Fall sein. Diese Kurbelrichtung OR_2 schneidet den Kreis II in Q_2; legt man durch Q_2 und O einen Kreis, dessen Mittelpunkt auf die Linie OD_4 fällt (in Figur 10 punktirt; C_0 ist der Mittelpunkt des betreffenden Kreises), so ist dieser Kreis der Expansionsschieberkreis desjenigen Punktes im Führungsbogen, bis zu welchem man die Schubstange höchstens erheben darf, um überhaupt noch mittelst des Expansionsschiebers eine Expansion zu erreichen. Dieser Punkt, der in Figur 9 mit M_1 bezeichnet ist, findet sich aber sehr leicht. Ist die gesuchte Entfernung $MM' = u$ (Figur 9), so war nach früheren Sätzen der Durchmesser OD_0 (Figur 10) des zugehörigen Schieberkreises

$$OD_0 = u \cdot \frac{r}{c},$$

woraus, weil die Abmessung $OD_0 = 0{,}038$ ergiebt, und $r = 0{,}0675^m$ und $c = 0{,}300$ ist,

$$u = \frac{c}{r} OD_0 = 0{,}168 \text{ folgt.}$$

Da die Länge $c_1 = 0{,}240^m$ in 4 Theile getheilt ist, so hat jeder die Länge 0,06 und daher ist der Abstand $MM_1 = u$ in solchen Theilen ausgedrückt

$$\frac{u}{\frac{1}{4}c_1} = \frac{0{,}168}{0{,}06} = 2{,}80.$$

Theilt man also in Figur 9 den Theil zwischen dem 2. und 3. Grade in 10 Theile, so liegt der Punkt M_1, bis zu welchem der Führungspunkt höchstens gehoben werden darf, um überhaupt noch zu expandiren, nur 2 Theilstriche über 3. Die Grenzen sind also die Punkte M' und H. Hebt der Locomotivenführer den Führungspunkt N wenig über M_1, so wird die Dampfvertheilung außerordentlich unvortheilhaft, indem man bei jedem Schube zweimal Dampf einführt, wie sich aus dem Diagramm leicht erkennen läßt, wenn man berücksichtigt, daß dann Q_2 noch weiter gegen Q_0 hinfällt und der Expansionsschieber dann schon den Durchlaßcanal wieder öffnet, wenn der Vertheilungsschieber seinen Canal noch nicht geschlossen hat. Der zweite Dampfeintritt in den Cylinder findet dann statt, kurz bevor der Vertheilungsschieber den Canal schließt, man füllt also mitten im Laufe den mit expandirten Dampf gefüllten Cylinder noch einmal mit frischen Dampf.

Hebt man die Schubstange noch mehr, so tritt endlich ein Punkt ein, bei welchem der Expansionsschieber fortwährend Dampf durchläßt. Auch dieser Moment bestimmt sich leicht aus dem Diagramme. Für den betreffenden Führungspunkt ist der Durchmesser des Schieberkreises $OQ_0 = 0{,}02875$, woraus sich genau in der oben angegebenen Weise die Entfernung $MM_2 = u_1$ dieses Punktes von M (Figur 9) zu $u_1 = 0{,}127^m$ berechnet, oder es ist der Abstand u_1 in Theilen der Länge $MH = c_1$ ausgedrückt

$$\frac{u_1}{\frac{1}{4}c_1} = 2{,}1.$$

Der betreffende Punkt M_2 liegt also in $\frac{1}{10}$ der Entfernung 2—3 gegen 3 hin.

Zwischen den beiden Punkten M_1 und M_2 darf der Führungspunkt N also in keinem Falle stehen. Erhebt man den Leitpunkt über M_2, so hat man, nach dem schon Erwähnten, stets vollen Dampfzutritt nach dem Vertheilungsschieberkasten.

Der Verfasser hat an einem Modelle von den bisher angenommenen Dimensionen (Figur 1) durch Versuche die vorstehenden eigenthümlichen Resultate, sowie auch die folgenden vollkommen bestätigt gefunden.

Es bleibt nun noch die Frage nach den Grenzen der Expansion zu beantworten übrig. Der Schieberkreis, welcher dem Grenzpunkte M_1 zukommt und dessen Auffindung oben erörtert wurde (in Figur 10 punktirt) schneidet den Kreis II in Q_1 und Q_2, verbindet man Q_1 mit O, so ist die Kurbelstellung OR_1 diejenige, bis zu welcher man expandiren kann; geringere Expandirung ist aus oben bemerkten Gründen nicht gestattet. Fällt man wieder das Perpendikel R_1L_1 gegen L_0L_1, so ist das zugehörige Expansionsverhältniß $\frac{L_0L_1}{L_0L} = 0{,}320$; während es beim 4. Grade $\frac{L_0L_4}{L_0L} = 0{,}175$ betrug; bei vorliegender Steuerung kann man also nur zwischen den Grenzen 0,175 und 0,320 expandiren, und es folgt daraus, daß die Veränderlichkeit in der Expansion bei Gonzenbach's Steuerung im Vorwärtsgange der Locomotiven so wenig veränderlich ist, daß dieselbe kaum eine variable Expansion genannt werden kann; besonders wenn man beachtet, daß wegen des Schwankens des Leitpunktes N im Führungsbogen, während der Bewegung der Maschine die Grenzen noch etwas enger gezogen werden, als es vom Diagramme geschieht. Diese Behauptung ist ganz allgemein hinzustellen, obgleich sie auf einen speciellen Fall basirt ist. Der Verfasser hat die Elemente nach allen Seiten hin verändert und gefunden, daß bei der in Figur 1 dargestellten und hier untersuchten Steuerung alle einzelnen Dimensionen nicht viel günstiger gewählt werden können (nur die Weite der Durchlaßöffnungen hätte etwas geringer sein können), und doch haben sich so wenig günstige Resultate ergeben! Der Locomotivenführer muß die Maschine entweder mit vollem Dampfe oder mit starker Expansion arbeiten lassen, ein Zwischenweg bleibt ihm bei der Gonzenbach'schen Steuerung gar nicht übrig.

B. Rückwärtsgang der Maschine.

Es ist nun noch der Rückwärtsgang der Maschine zu untersuchen. Hier ändert sich das Diagramm für den Expansionsschieber nicht; die für die verschiedenen Grade angegebenen Expansionsschieberkreise gelten für Vor- und Rückwärtsgang; hingegen für den Vertheilungsschieber gilt jetzt der unterhalb der Are OX (Figur 10) liegende, stark ausgezogene Schieberkreis; dessen relative Lage zu den Expansionsschieberkreisen ist aber jetzt eine andere, als beim Vorwärtsgange, und daraus resultiren wieder andere Verhältnisse hinsichtlich der Dampfvertheilung, die wir noch kurz hervorheben wollen.

Es stehe zunächst der Führungspunkt N beim 4. Grade (Figur 9) und der Krummzapfen im todten Punkte OR_0 (Figur 10). In diesem Momente haben beide Schieber geöffnet, dreht man nun die Kurbel in der Richtung des punktirten Pfeiles, so schließt der Expansionsschieber schon bei der Kurbelstellung OR'_4, die durch den Durchschnitt Q_4 der beiden Kreise 4 und II geht; hier beginnt schon die Expansionswirkung, nachdem der Kolben erst den Weg $L_0L'_4$ (siehe den unteren Theil der Figur 10) zurückgelegt hat. Dreht man die Kurbel bis OD', so sind in dieser

Stellung beide Schieber am weitesten aus der mittleren Stellung entfernt. Der Vertheilungsschieber hält den Dampfcanal zwar ganz offen, aber der Expansionsschieber hält den Durchlaßcanal geschlossen. Dreht man die Kurbel weiter bis OR'_6, d. h. bis zum zweiten Durchschnitte Q'_6 des Schieberkreises 4 mit dem Kreise II, so beginnt in diesem Augenblicke der Expansionsschieber schon wieder zu öffnen; da aber der Vertheilungsschieber den Dampfcanal noch gar nicht geschlossen hat, denn die Oeffnung beträgt noch $V_1P_1 = 0{,}017^m$, so tritt während der Drehung von OR'_6 bis OR'_2 zum zweiten Male Dampf auf die vordere Seite des Kolbens, man füllt also den mit expandirten Dampf gefüllten Cylinder noch einmal mit frischen Dampf, genau, wie es beim Vorwärtsgang der Fall war, wenn nach Figur 9 der Führungspunkt im Bogen zwischen M_1 und M_2 stand.

Dasselbe Verhältniß tritt beim 3. Grade Rückwärtsgang ein, hier tritt der Dampfabschluß bei der Kurbelstellung OR'_3 ein, bei OR'_5 aber öffnet der Expansionsschieber schon wieder, und zwar schon, wenn der Vertheilungsschieber den Dampfcanal noch ganz offen hat; während der Drehung um den Winkel $R'_5OR'_2$ findet hier auch zum zweiten Male Dampfeintritt statt. Die Expansion beginnt hier bei der Kolbenstellung L'_3. In beiden Fällen nützt diese Expansion aber gar nichts, weil beim 4. Grade während des Kolbenweges $L'_6L'_2$ und beim 3. Grade während des Kolbenweges $L'_5L'_2$ zum zweiten Male Dampf eintritt! Im unteren Theile der Figur 6 sind die Kolbenwege, während welcher Dampf eintritt, durch horizontale Schraffirung bezeichnet.

Während also beim Vorwärtsgange der 4. und 3. Grad eine zweckentsprechende Dampfvertheilung ergab, ist sie beim Rückwärtsgange so außerordentlich unvortheilhaft, daß der Locomotivenführer durchaus nicht diese beiden Grade beim Rückwärtsfahren benutzen darf. Nehmen wir beispielsweise an, die Locomotive soll von einer Station aus auf eine längere Strecke rückwärts fahren, so hebt der Führer die Schubstange vollständig, so daß die Maschine ohne Expansion den Lauf beginnt. Um nun die Wirkung zu mäßigen, stelle er jetzt den Führungspunkt auf den 3. Grad; dadurch wird nun zwar der Effect herab gezogen, aber der Dampfverbrauch ist so groß, wie bei Volldampf, und der ganze Steuerungsmechanismus wird außerordentlich angegriffen, wie man sich leicht überzeugen wird. Beim 3. Grade findet z. B. (Figur 10) von L'_0 bis L'_3 Dampfeintritt statt, von L'_3 bis L'_5 wirkt er durch Expansion. Nehmen wir nun z. B. eine Spannung von 6 Atmosphären, so ist wegen des Verhältnisses $L'_0L'_3 : L'_0L'_5 = 0{,}055 : 0{,}715$ die Spannung kurz vor der Kolbenstellung L'_5 nur noch ungefähr $\frac{55}{715} . 6 = 0{,}46$ Atmosphären, also viel geringer als der Gegendruck. In diesen Raum stürzt nun bei der Kolbenstellung L'_5 plötzlich frischer Dampf von 6 Atmosphären, füllt den ganzen Cylinderraum und schiebt den Kolben ziemlich bis an das Ende, wo der Dampf dann ins Freie gelassen wird. Beim Vorwärtsgange, bei dem wir bei gewissen Stellungen der Schubstange eine gleiche Erscheinung fanden, läßt sich die Sache dadurch umgehen, daß man dafür sorgt, daß der Locomotivenführer die schädlichen Punkte des Führungsbogens nicht benutzen kann. Für den Rückwärtsgang ist das nicht möglich, weil hier gerade die Punkte 3 und 4 die schädlichen sind, die beim Vorwärtsfahren benutzt werden müssen. Es kann daher vorkommen, daß Locomotivenführer, die die Eigenschaften ihrer Steuerung nicht genau erkannt haben, auf die angegebene Weise rückwärts fahren, indem sie ja dadurch den Effect vermindern; wahrscheinlich finden aber, wenn der Dampf zum zweiten Male eintritt, so starke Erschütterungen der Maschine statt, daß wenigstens dadurch der Führer vor Benützung der betreffenden Punkte gewarnt wird.

Stellt er nun den Führungspunkt deshalb auf den 2. oder 1. Grad, so findet hier eben so unvortheilhafte Dampfvertheilung statt. Die beiden Schieberkreise 1 und 2 schneiden den Kreis II nicht mehr, woraus hervorgeht, daß der Expansionsschieber, gerade wie beim Vorwärtsgange, bei diesen beiden Graden fortwährend Dampf in den Vertheilungsschieberkasten läßt, und daß auch der Expansionsschieber nicht nur wirkungslos ist, sondern daß er durch unnöthige Verengerung der Durchlaßcanäle sogar die Dampfbenutzung noch verschlechtert.

Aus Allem folgt, daß der Locomotivenführer beim Rückwärtsfahren keinen der Theilpunkte des Führungsbogens zur Bewegung des Schiebers benutzen darf, sondern unbedingt mit vollem Dampfe fahren muß, wenn man voraussetzt, daß er nicht die Coulisse CC_1 entsprechend bewegen kann.

Dieser Nachtheil der Gonzenbach'schen Steuerung ist gewiß erheblich genug; wenn man auch in der Praxis von der Ansicht ausgeht, daß die Dampfvertheilung bei Rückwärtsgang nicht so vortheilhaft zu sein brauche, wie für Vorwärtsgang, weil die Locomotiven meist nur auf kürzere Strecken rückwärts laufen, so ist es doch gewiß höchst fatal, hier stets ohne Expansion fahren zu müssen.

Beachtet man überdies noch die Hauptergebnisse unserer Untersuchungen für den Vorwärtsgang, wonach die Expansion nur zwischen sehr engen Grenzen eingeschlossen ist, die Maschine nur mit starker oder ohne Expansion gehen kann, und die Dampfvertheilung ganz schlecht wird, wenn man die Führungsstange über den Punkt M_1 (Figur 9) und nicht gleich bis M hebt, so muß man wohl mit Recht die Gonzenbach'sche Steuerung eine unvollkommene nennen

und denjenigen Ingenieuren beistimmen, die die Stephenson'sche Coulissensteuerung vorziehen. Daß die Gonzenbach'sche Steuerung unvollkommen ist, ist ziemlich bekannt, unser Diagramm spricht sich aber vielleicht noch weit ungünstiger über dieselbe aus, als es von denen geschehen ist, die die Wirkungsweise derselben an Modellen studirt haben.

Betrachtet man das Diagramm genauer, so findet man bald, daß durch Veränderung der einzelnen Dimensionen sich am Rückwärtsgang gar nichts verbessern läßt. Der Vorwärtsgang würde vielleicht etwas günstiger durch Verringerung der Weite a_0 der Durchlaßöffnung, also Verkleinerung des Radius OQ; das ist aber Alles. Scheinbar ist auch durch Vergrößerung von δ zu gewinnen, berücksichtigt man aber, wie sich im Diagramme leicht erklären läßt, daß dann die äußere Deckung des Vertheilungsschiebers auch größer werden müßte, wegen des Voreilens, und daß dadurch wieder die Wirkung des Vertheilungsschiebers verschlechtert wird, so ersieht man bald, daß im vorliegenden Falle die einzelnen Dimensionen so gut gewählt sind, als es überhaupt erforderlich ist, um eine Dampfvertheilung zu erhalten, die in Rücksicht auf die ganze Anordnung die beste ist.

Wir sind auf diese Steuerung ausführlich eingegangen, weil bis jetzt ihre Wirkungsweise nie anders als durch Modelle erörtert worden ist, und in vielen Werken dieselbe als eine der vorzüglichsten Vorrichtungen zur Hervorbringung variabler Expansion hingestellt wird. Nach den vorstehenden Untersuchungen ist nicht zu bezweifeln, daß die wenigen Vortheile der Gonzenbach'schen Steuerung sehr in den Hintergrund treten, wenn man beachtet, welche Widerstände durch die Bewegung eines Expansionsschiebers durch die Maschine zu überwinden sind. Um diese Widerstände nur einigermaßen zu compensiren, muß man von einer Locomotivensteuerung, bei der die variable Expansion durch einen besonderen Schieber bewerkstelligt werden soll, wenigstens verlangen, daß der Dampf nach Belieben bei jedem Kolbenstande abgeschlossen werden kann, und daß man auch rückwärts mit Expansion fahren kann. Diese Bedingung erfüllt aber die Gonzenbach'sche Steuerung in keinem Falle, so sinnreich ihre ganze Anordnung ist. Der Hauptfehler liegt darin, daß Gonzenbach die Bewegung des Führungsbogens durch das Rückwärtsexcentric bewerkstelligt. Besser wäre es, diese Bewegung von einem besonderen Excentric ausgehen zu lassen. Auf weitere Untersuchungen nach dieser Richtung hin, gehen wir aber hier nicht ein, weil es den folgenden Untersuchungen gemäß eine Vorrichtung giebt, die den Bedingungen einer guten Dampfvertheilung mit variabler Expansion in jedem Falle weit besser entspricht, als die Gonzenbach'sche Steuerung.

2. Steuerung von Meyer.

(Hierzu Tafel 5.)

Bei der Steuerung von Meyer, die zuerst im Jahre 1842 in Anwendung kam, wird die variable Expansion durch einen besonderen, eigenthümlichen Expansionsschieber B (Figur 1, Tafel 5) bewerkstelligt, der sich auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers A bewegt. Der Vertheilungsschieber wird durch die Stephenson'sche Coulisse ganz in derselben Weise in Bewegung gesetzt, wie dies mit dem Vertheilungsschieber bei der Gonzenbach'schen Steuerung geschieht und zwar hat auch hier die Coulisse nur den Zweck, das Umsteuern oder den Stillstand der Maschine herbei zu führen, indem man nur die äußersten Punkte oder den todten Punkt der Coulisse zur Führung benutzt. Der Vertheilungsschieber A ist aber bei der Meyer'schen Steuerung kein eigentlicher Muschelschieber, sondern er besteht aus einer Platte, durch welche die beiden Canäle bb hindurchgehen und die in der Mitte die Höhlung für den Dampfaustritt besitzt. Die beiden Canäle bb bewegen sich also über die Canäle aa im Cylinder hin und lassen in diese den Dampf abwechselnd eintreten, wenn der Expansionsschieber nicht eben den betreffenden Canal von oben verdeckt. Der Expansionsschieber besteht aus zwei Platten cc, die am unteren Theile zweier Muttern befestigt sind. Diese Muttern sitzen beide auf der Expansionsschieberstange, die auf eine gewisse Länge mit rechten und linken Schraubengewinden versehen ist. Der Figur nach befinden sich eben beide Platten dicht neben einander. Dreht man nun die Schieberstange, so entfernen sich beide Platten von einander, wodurch, wie die folgenden Untersuchungen zeigen werden, bei zweckmäßiger Anordnung jeder beliebige Grad der Expansion erreicht werden kann. Die Bewegung des Expansionsschiebers geschieht bei den neuen Maschinen durch ein besonderes Excentric, welches um 180° gegen den Krummzapfen verstellt ist und die Drehung der Expansionsschieberstange bewerkstelligt man entweder durch die Verschiebung einer Zahnstange, die in ein auf der Schieberstange sitzendes Zahnrädchen eingreift oder durch Drehung einer Welle, von welcher durch 2 Zahnräder die drehende Bewegung der Schieberstange mitgetheilt wird. Bei stationären Maschinen kann man die Schieberstange direct durch eine kleine Kurbel umdrehen. Bei den ersten Maschinen von Meyer geschah die hin- und hergehende Bewegung des Expansionsschiebers von der Kolbenstange aus; zwischen beiden lag ein doppelarmiger Hebel, dessen eines Ende mit der Schieberstange, dessen anderes Ende mit der Kolbenstange in Verbindung stand. Die Drehung der Expansionsschieberstange geschah durch ein auf derselben befindliches Zahnrad, über welches eine endlose Kette ging. Da auf die Art und Weise, wie die Drehung der Stange erfolgt,

hier nichts ankommt, ſondern nur die Stellung der Platten cc für gewiſſe Expanſionsverhältniſſe und die unter verſchiedenen Verhältniſſen bewirkte Dampfvertheilung zu unterſuchen iſt, ſo haben wir in Figur 1 nur die Haupttheile der Steuerung gezeichnet; im Uebrigen verweiſen wir auf: „Bulletin de la société d'encouragement," 1849, p. 246, und Heuſinger v. Waldegg, „Locomotivmaſchine". Denkt man ſich die Couliſſe, welche den Vertheilungsſchieber führt, ganz geſenkt, ſo wird eben das Vorwärtsexcentric die Dampfvertheilung durch den Vertheilungsſchieber hervorbringen. Auf dem Vertheilungsſchieber bewegt ſich aber der Expanſionsſchieber, der ſeine Bewegung von einem beſonderen Excentric erhält. Rücken wir ferner die beiden Expanſionsſchieberplatten cc in Gedanken um ein gewiſſes Stück aus einander, ſo wäre nun unter dieſen Vorausſetzungen ganz allgemein für jede Krummzapfenſtellung die Dampfvertheilung zu beſtimmen. Die allgemeine Löſung dieſer Aufgabe erſcheint ſehr verwickelt; wendet man aber unſere nun aus den Unterſuchungen der hauptſächlichſten Steuerungen bekannte Methode auf den vorliegenden Fall an, ſo ergiebt ſich das Geſetz der Dampfvertheilung für einen gegebenen Fall, dann ergeben ſich die Dimenſionen aller einzelnen Theile einer herzuſtellenden Steuerung, die gewiſſen Bedingungen entſprechen ſoll, mit einer merkwürdigen Leichtigkeit und Präciſion. Gerade über die Wirkung der Meyer'ſchen Steuerung herrſchen verſchiedene Anſichten, indem Viele meinen, die Grenzen der Expanſion ſeien bei ihr beſchränkt, was aber nur bei unzweckmäßiger Wahl einzelner Dimenſionen der Fall iſt. Aus dem Folgenden wird hervorgehen, daß man unter ganz beſtimmten Verhältniſſen mit der Meyer'ſchen Steuerung wenigſtens für den Vorwärtsgang der Locomotive jedes beliebige Expanſionsverhältniß von 0—1 herſtellen kann. Die Bedingungen, unter denen dies erreicht werden kann, ſind allerdings bis jetzt in der Praxis ſelten ſtreng erfüllt worden, weil man den Einfluß aller einzelnen Theile der Vorrichtung durch Verſuche an Modellen nicht erkennen konnte, und weil der bisher eingeſchlagene Weg, die Steuerungen durch Rechnung oder Conſtruction zu unterſuchen zu ganz verwickelten, nicht zu überſehenden Reſultaten führte.

Zunächſt ſoll hier wieder ein einfacherer Fall vorausgeſchickt werden, indem wir uns vorſtellen, man habe es mit einer Steuerung für eine ſtationäre Maſchine zu thun, die nur nach der einen Richtung umläuft, und bei welcher die variable Expanſion nach Meyer's Syſtem hervor gebracht werden ſoll.

Es ſei O, Figur 2, der Mittelpunkt der Triebwelle, OX die Richtung der Kolben- und der beiden Schieberſtangen; OR_0 die Lage des Krummzapfens in dem einen todten Punkte; $OD = r$ ſei die Excentricität des Vertheilungsſchiebererexcentrics und der Winkel R_0OD, um welche dieſe von der Kurbelrichtung abweicht, ſei $90 + \delta$, alſo δ der Winkel des Voreilens; $OD_0 = r_0$ ſei die Excentricität des Expanſionsexcentrics und $\angle YOD_0 = \delta_0$, deſſen Voreilungswinkel. Gewöhnlich iſt in der Praxis $r = r_0$ und $\delta_0 = 90^0$; hier ſoll aber der Vorgang in voller Allgemeinheit entwickelt werden, um ſo mehr, als die oben genannte gewöhnliche Anordnung nicht zweckmäßig iſt, wie das Folgende zeigt. Um aber einzelne Rechnungsreſultate beſtimmter hervorheben zu können, ſollen nebenbei ſogleich für die einzelnen Größen beſtimmte Werthe angenommen werden; es ſei daher $r = 0{,}050^m$; $r_0 = 0{,}040$; $\delta = 15^0$; $\delta_0 = 60_0$; in Figur 2 und 3 ſind dieſe Werthe in wahrer Größe aufgetragen. Denkt man ſich nun die Welle O um den Winkel $R_0OR = \omega$ (Figur 2) gedreht, ſo kommt OD nach OD′ und OD_0 nach OD'_0; und fällt man jetzt von D′ und D'_0 Perpendikel gegen OX, ſo giebt der Abſchnitt OF unter Vorausſetzung einer möglichſt langen Excentricſtange für praktiſche Fälle genau genug die Ausweichung des Vertheilungsſchiebers aus ſeiner mittleren Stellung, und zwar iſt, wenn wir $OF = \xi$ ſetzen,

$$\xi = r \sin(\delta + \omega).$$

Ebenſo iſt die Ausweichung $OF_0 = \xi_0$ des Expanſionsſchiebers aus ſeiner mittleren Stellung für den betreffenden Drehungswinkel:

$$\xi_0 = r_0 \sin(\delta_0 + \omega).$$

Dieſe beiden Gleichungen für die Schieberwege laſſen ſich nun aber wieder in bekannter Weiſe graphiſch darſtellen; beſchreibt man (Figur 3) über OD_0 und OD als Durchmeſſer Kreiſe, ſo ſind dies die bekannten Schieberkreiſe, deren Leitſtrahlen (O als Pol gedacht) unmittelbar für jede Kurbelſtellung die Schieberwege ergeben. Denkt man ſich nämlich die Kurbel jetzt von O aus in der Richtung OX liegend und dann in der Richtung des Pfeiles um $R_1OX = \omega$ gedreht, ſo iſt nach Früherem der Abſchnitt $OP = \xi$ der Kurbelrichtung der Weg des Vertheilungsſchiebers und ebenſo $OQ = \xi_0$ die Ausweichung des Expanſionsſchiebers in dieſem Momente.

In Figur 4 ſind beide Schieber in ihrer mittleren Stellung gezeichnet; die äußere Deckung des Vertheilungsſchiebers ſei $e = 0{,}010$; die innere Deckung ſei $= 0$. Beſchreibt man nun in Figur 3 von O mit $OV = e$ einen Kreis, ſo iſt bekanntlich das Stück PV der Kurbelrichtung OR_1 jetzt unmittelbar die Eröffnung des Dampfcanals, welche der Vertheilungsſchieber dem Dampfe zum Eintritt in den Cylinder geſtattet, vorausgeſetzt, daß der Expanſionsſchieber den betreffenden Durchlaßcanal im Vertheilungsſchieber nicht eben ſchließt. Uebrigens ſchneidet der Deckungskreis den Schieberkreis des Vertheilungsſchiebers, der mit I bezeichnet iſt, in den Punkten V_3 und V_4; wir erinnern, daß OV_3 oder OR_3 die Kurbelſtellung beim Beginne, OV_4 oder OR_4 die beim Ende des Dampfeintrittes iſt,

wenn der Vertheilungsschieber allein arbeitet; V_0P_0 war das äußere Voreilen ꝛc. In Hinsicht des Vertheilungsschiebers sind also schon alle Verhältnisse bekannt, wenn man zugleich berücksichtigt, daß der untere Kreis I in gleicher Weise die Dampfvertheilung des Vertheilungsschiebers für den Rückgang des Kolbens angiebt; es bleibt daher nur noch die Betrachtung der Bewegung des Expansionsschiebers übrig, und zwar ist vor allen Dingen die Frage zu beantworten, wie groß die Eröffnung des Durchlaßcanals im Vertheilungsschieber für eine beliebige Kurbelstellung ist.

Wie erwähnt, giebt Figur 4 beide Schieber in der mittleren Stellung, wobei wir voraussetzen, daß sie nicht mit den Excentrics in Verbindung stehen, da sie in diesem Falle nie die angegebene Stellung gegen den Schieberspiegel am Cylinder einnehmen könnten. Ferner sei vorausgesetzt, beide Platten des Expansionsschiebers seien vollständig zurück gezogen, so daß sich eben die inneren Kanten derselben berühren. Die Länge einer Platte betrage $ME = ME_1 = l$ und die Entfernung der äußeren Kanten F und F_1 der Durchlaßöffnung von der Mitte M betrage $MF_1 = MF = L$. In Figur 5 stehen die beiden Schieber gleichfalls in der Mitte, die beiden Expansionsschieberplatten sind aber jetzt um die Größe $= x$ nach außen verschoben worden, die beiden Kanten E und E_1 stehen daher nun um $FE = F_1E_1 = L - l - x = y$ von den äußeren Kanten F_0 und F_1 der Durchlaßöffnungen entfernt.

Jetzt sollen nun beide Schieber für einen beliebigen Drehungswinkel ω an ihren wirklichen Ort von der Mitte aus verschoben werden. Bei Betrachtung von Figur 3 fand sich für den Drehwinkel $XOR_1 = \omega$ die Ausweichung des Vertheilungsschiebers

$$OP = \xi = r \sin(\omega + \delta)$$

und die des Expansionsschiebers

$$OQ = \xi_0 = r_0 \sin(\omega + \delta_0).$$

Denken wir uns also beide Schieber der Figur 5 mit ihren Excentrics verbunden, so werden sie für den Drehwinkel ω den durch Figur 6 dargestellten Ort einnehmen. Der Vertheilungsschieber ist um $MM_1 = \xi$, der Expansionsschieber um $MM_0 = \xi_0$ aus der Mitte geschoben.

Nennt man, nach Angabe der Figur 6, die Eröffnung des Dampfcanales für diesen Moment auf der linken Seite a_1, so ist die Richtigkeit folgender Relation sofort einzusehen (Figur 6):

$$a_1 + \xi = y + \xi_0$$
$$a_1 = y - (\xi - \xi_0) \text{ oder}$$
$$a_1 = L - l - x - (\xi - \xi_0).$$

In diesen Gleichungen ist für eine bestimmt angenommene Stellung der Expansionsschieberplatten die Größe $y = L - l - x$ eine bekannte constante Größe, wenn wir vorläufig voraussetzen, es sei eine gegebene Steuerung zu untersuchen; daher ändert sich die Eröffnung a_1 während der Drehung der Welle nur durch die Veränderlichkeit von $\xi - \xi_0$. Bekanntlich sind aber ξ und ξ_0 nichts anderes, als diejenigen Abschnitte der betreffenden Kurbelstellung OR_1, die in die Kreise I und II hineinfallen, also OP und OQ (Figur 3) und wegen

$$PQ = OP - PQ \text{ folgt daher}$$
$$PQ = \xi - \xi_0.$$

Hiernach wäre der Werth von $\xi - \xi_0$ ohne Weiteres stets gefunden, wenn man das Stück PQ der beliebigen Kurbelrichtung OR_1 mißt, welches zwischen die beiden Schieberkreise I und II, die man über die beiden Excentricitäten beschreibt, hinein fällt. Da nun $L - l - x = y$ auch als bekannt vorausgesetzt wurde, so findet sich die Canalöffnung für den Augenblick $a_1 = y - PQ$; da es aber bequemer ist, die Größe a_1 unmittelbar dem Diagramme entnehmen zu können, so soll zur Auffindung der Größe PQ noch ein einfacherer Weg angegeben werden. Tragen wir PQ von O aus in der Richtung OR_1 auf, so daß $OZ = PQ$ ist, so läßt sich beweisen, daß die den verschiedenen Drehungswinkeln zukommenden Werthe von $OZ = \xi - \xi_0$ wieder Sehnen eines Kreises (III) sind, der in merkwürdigem Zusammenhange mit den beiden Schieberkreisen steht. Setzen wir $OZ = \xi_x$, so ist wie man sich nach Figur 6 überzeugt, $\xi_x = \xi - \xi_0$ nichts anderes, als die Entfernung des Expansionsschiebermittels von der Mitte des Vertheilungsschiebers für die betreffende Kurbelstellung.

Nun ist aber nach den gegebenen Werthen von ξ und ξ_0 in der Gleichung $\xi_x = \xi - \xi_0$

$\xi_x = r \sin(\delta + \omega) - r_0 \sin(\delta_0 + \omega)$ oder

$\xi_x = -(r_0 \sin r_0 - r \sin\delta) \cos\omega + (r\cos\delta - r_0 \cos\delta_0) \sin\omega.$

Diese Gleichung giebt nun für jeden beliebigen Drehungswinkel die relative Bewegung des Expansionsschiebers in Hinsicht des Vertheilungsschiebers; man ändert also im ganzen Vorgange nichts, wenn man sich den Vertheilungsschieber in Ruhe denkt und den Expansionsschieber nach dem Gesetze obiger Gleichung bewegt. Dieses Gesetz ist aber höchst einfach. Setzen wir

$$r_0 \sin\delta_0 - r \sin\delta = A$$
$$r \cos\delta - r_0 \cos\delta_0 = B, \text{ so folgt:}$$
$$\xi_x = -A \cos\omega + B \sin\omega.$$

Das ist aber wieder, wie ich mehrfach nachgewiesen habe, nichts anderes, als die Polargleichung zweier sich berührender Kreise, deren Pol im Berührungspunkte liegt. Diese Kreise finden sich bekanntlich auf folgende Weise: Man mache $OZ_0 = A$ (Figur 2 und 3) (wegen des negativen Vorzeichens von A ist dessen Werth von O aus nach links zu tragen) und mache $OZ_1 = B$ und beschreibe durch Z_0O und Z_1 einen Kreis; verlängert man den Durchmesser

OD_x über O hinaus, macht man $OD'_x = OD_x$, und beschreibt auch hier über OD_x als Durchmesser einen Kreis, so sind diese beiden Kreise die gesuchten, und die Abschnitte beliebiger Kurbelrichtungen, welche innerhalb dieser Kreise liegen, geben unmittelbar die Entfernungen des Expansionsschiebermittels von der Mittellinie des Vertheilungsschiebers. Der obere Kreis OD_x giebt die Stellungen von M_1 (Figur 6) aus nach links; geht aber die Kurbelrichtung durch den Kreis OD'_x, so ist der zugehörige Abschnitt die Ausweichung nach rechts.

Die beiden Kreise geben also über alle Fragen in Betreff der relativen Stellung des Expansionsschiebers in Hinsicht des Vertheilungsschiebers Aufschluß. Ehe ich aber diese Resultate auf praktische Fälle anwende, soll zunächst ein einfacheres Constructionsverfahren zur Auffindung dieser Hilfskreise angegeben werden.

Was zunächst den Durchmesser OD_x dieses Kreises betrifft, so ist dieser (Figur 2)

$$OD_x = \sqrt{OZ_0^2 + OZ_1^2} = \sqrt{A^2 + B^2}$$

oder die obigen Werthe von A und B eingesetzt:

$$OD_x = \sqrt{(r_0 \sin\delta_0 - r\sin\delta)^2 + (r\cos\delta - r_0\cos\delta_0)^2}$$

oder nach gehöriger Entwickelung:

$$OD_x = \sqrt{r^2 + r_0^2 - 2rr_0\cos(\delta_0 - \delta)}.$$

Hieraus folgt zunächst der gesuchte Durchmesser auf folgende Weise: Der Figur 2 gemäß ist $OD = r$, $OD_0 = r_0$ und $\angle D_0OD = \delta_0 - \delta$, daher ist die Verbindungslinie DD_0 der Endpunkte beider Excentricitäten ohne Weiteres der gesuchte Durchmesser $OD_x = OD'_x = r$ der Hilfskreise III. Die Lage dieser Durchmesser findet sich aber eben so leicht. Nennt man den Winkel D_xOY, um welchen der Durchmesser OD_x von der Verticalen abweicht δ_x, welcher Winkel hier, analog dem Früheren, der Nacheilungswinkel genannt werden kann, so ist:

$$\operatorname{tg}\delta_x = \frac{D_xZ_1}{OZ_1} = \frac{A}{B} = \frac{r_0\sin\delta_0 - r\sin\delta}{r\cos\delta - r_0\cos\delta_0}.$$

Zieht man in Figur 2 durch D und D_0 die Horizontalen EG und D_0E_0 und durch D_0 die Verticale D_0G, so ist $DG = D_0E_0 - DE = r_0\sin\delta_0 - r\sin\delta$ und $D_0G = OE - OE_0 = r\cos\delta - r_0\cos\delta_0$, oder weil $\operatorname{tg} DD_0F = \frac{DF}{D_0F}$, so folgt, daß der Winkel $DD_0F = \angle D_xOZ_1 = \delta_x$ ist.

Hieraus ergiebt sich folgende einfache Regel zur Bestimmung der Lage und des Durchmessers OD_x des dritten Schieberkreises: Man verzeichnet den Krummzapfen OR_0 im todten Punkte und trägt die Excentricitäten $OD = r$ und $OD_0 = r_0$ des Vertheilungs- und Expansionsschiebers unter den gehörigen Voreilungswinkeln auf; betrachtet man nun die Excentricität OD als Diagonale und OD_0 als Seite eines Parallelogrammes, so ist hierzu die zweite Seite OD_x zu construiren und diese ist sofort nach Größe und Richtung der gesuchte Durchmesser. Während also ein Kreis über OD für jede Kurbelstellung die Ausweichungen der Vertheilungsschieber aus der Hubmitte, ferner ein Kreis über OD_0 ebenso die für den Expansionsschieber giebt, erhält man durch den Kreis über OD_x die relativen Ausweichungen des Expansionsschiebers in Hinsicht des Vertheilungsschiebers. Interessant ist hier die Uebereinstimmung mit den allbekannten Gesetzen der relativen Bewegung.

Gehen wir wieder zu Figur 3 zurück und denken wir uns den Krummzapfen von seiner Lage OX im todten Punkte um den Winkel $R_1OX = \omega$ gedreht, so ist nach dem Vorstehenden:

$OP = \xi$ die Ausweichung des Vertheilungsschiebers } nach
$OQ = \xi_0$ die des Expansionsschiebers } rechts.
$OZ = \xi_x$ die Ausweichung des letzteren in Hinsicht des ersteren (nach links). (Figur 6.)

Da die Figur 5 in natürlicher Größe gezeichnet, so ergeben sich die betreffenden Größen sogleich durch Abmessung. *)

Nach diesen Vorbereitungen ist es nun leicht, die Frage nach der Größe der Eröffnung a_1 des Durchlaßcanales zu bestimmen. Es war

$$a_1 = L - l - x - (\xi - \xi_0).$$

Man beschreibe mit der Größe $OM_0 = L - l$ von O aus einen Kreis und ebenso mit der Größe $OU_0 = OU = OM - x = L - l - x$. Da nun für den angenommenen Drehungswinkel ω: $OZ = \xi_x = \xi - \xi_0$ gefunden wurde, so ist jetzt ohne Weiteres

$$UZ = OU - OZ = L - l - y - (\xi - \xi_0) = a_1,$$

d. h. UZ ist die gesuchte Oeffnung a_1 des Canales oder vielmehr die Größe, um welche in diesem Augenblicke die Kante E der Platte von der Kante F zurücksteht (Figur 6). Ist dieser Werth größer, als die Canalbreite a_0, so ist der Durchlaßcanal natürlich ganz geöffnet. Wir haben $L = 0{,}120^m$; $l = 0{,}070^m$; $x = 0{,}020^m$; die Weite des Durchlaßcanales $a_0 = 0{,}018^m$; und die übrigen Größen, wie oben, angenommen. Der Werth von x giebt bekanntlich an, daß die Platten des Expansionsschiebers um diesen Werth nach außen verschoben sind; bei Meyer's Locomotivensteuerung ist dieser Werth

*) Vorstehende Untersuchungen ergeben übrigens einen geometrisch interessanten Satz, der, unseres Wissens nach, bisher noch nicht beachtet wurde. Beschreibt man in einem Parallelogramme über 2 Seiten OD_0 und OD_x (Figur 3) Kreise und eben so über die zugehörige Diagonale OD und zieht man von O aus im letzteren Kreise eine beliebige Sehne OP, so ist ihre Länge stets die Summe ihrer Abschnitte, welche die Sehnen in den beiden anderen Kreisen bilden, es ist also

$$OQ + OZ = OP.$$

der einzige veränderliche; für jetzt wollen wir ihn aber noch constant = 0,02m setzen.

Figur 3 giebt nun über die ganze Dampfvertheilung Aufschluß.

Wir wollen den mit dem Radius $OM_0 = L - l = 0{,}050^m$ beschriebenen Kreis zugleich als Warzenkreis betrachten.

Es stehe zunächst die Kurbel im todten Punkte, also in der Lage OX; für diesen Augenblick steht der Vertheilungsschieber um $\xi = OP_0$ aus der mittleren Stellung nach rechts und hat den Dampfcanal um das Voreilen $V_0P_0 = 0{,}003^m$ geöffnet.

Die Eröffnung des Durchlaßcanales auf derselben Seite (links in Figur 6) findet sich nach der gegebenen Formel

$$a_1 = L - l - x - (\xi - \xi_0).$$

Hierin ist $L - l - x = 0{,}03$, und nach Obigem, weil $\xi - \xi_0 = (r_0 \sin\delta_0 - r\sin\delta)\cos\omega + (r\cos\delta - r_0\cos\delta_0)\sin\omega$ ist, für $\omega = 0$

$$\xi - \xi_0 = -(r_0 \sin\delta_0 - r\sin\delta),$$

d. h. der Werth von $\xi - \xi_0$ ist negativ, wonach

$$a_1 = L - l - x + r_0\sin\delta_0 - r\sin\delta \text{ folgt.}$$

Der Figur gemäß ist aber $L - l - x = OU_0$ und wegen $OQ_0 = r_0 \sin\delta_0$; $OP_0 = r\sin\delta$ und weil $OQ_0 - OP_0 = OZ'_0 = OZ_0$ ist,

$$a_1 = OU_0 + OZ_0 = U_0Z_0.$$

Für diese Größe giebt die Abmessung 0,051m, während die Canalweite nur 0,018m beträgt. Hiernach ist der Dampfdurchlaßcanal links bei Beginn des Hubes ganz geöffnet. Dreht man die Kurbel bis OR_1, so war UZ die Eröffnung a_1; hier giebt die Abmessung $a_1 = UZ = 0{,}013^m$.

Hiernach folgt zunächst für den Hingang des Kolbens der Werth a_1, wenn man in der Kurbelrichtung vom Umfange des Kreises UU_0 bis zum Durchschnitt mit dem oberen Schieberkreis III mißt, mag der Durchschnitt Z diesseits oder jenseits von O liegen.

Für den Rückgang der Kolben gelten die unterhalb OX liegenden Kreise; der Vorgang ist natürlich in beiden Fällen der gleiche, nur daß man das eine Mal die linken, das andere Mal die rechts liegenden Canäle (Figur 6) zu beachten hat.

In Figur 3 haben wir von U aus nach O hin auch noch die Canalweite $US = a_0 = 0{,}018^m$ aufgetragen und mit OS einen Kreis beschrieben; dadurch haben wir ein vollständiges Bild der Dampfvertheilung erhalten, indem wir den Theil der Figur, welcher den Eröffnungen des linken Durchlaßcanales entspricht, horizontal, und die des rechten Canales (Figur 4 bis 6) vertical schraffirt haben. Ferner ist zugleich in der Figur die ganze Dampfvertheilung des Vertheilungsschiebers nach der bekannten Weise zu erkennen; für den Hingang des Kolbens (von rechts nach links) gilt der obere Schieberkreis I, für den Rückgang der untere.

Für irgend eine Kurbelstellung ergiebt sich nun Folgendes: der Theil, der in die horizontal schraffirte Partie fällt, giebt die Größe der Eröffnung des linken, der welcher in den vertical schraffirten Raum fällt, die Eröffnung des rechten Durchlaßcanales. Fällt die Richtung in den oberen Schieberkreis I, so ist gleichzeitig der linke Dampfcanal im Cylinder offen, und fällt sie in den unteren, so ist der rechte offen.

Verfolgt man jetzt die Kurbel vom todten Punkte aus, so ergiebt sich Folgendes:

Die Kurbel stehe im todten Punkte, also in der Richtung OX, so ist der linke Dampfcanal im Cylinder um $V_0P_0 = 0{,}003^m$ (Voreilen) vom Vertheilungsschieber geöffnet, der rechte geschlossen; der linke Durchlaßcanal im Vertheilungsschieber ist vollständig offen, der rechte aber um $U_0Z'_0 = 0{,}0075^m$ geöffnet. Der Dampf tritt links in den Cylinder.

Jetzt drehe man die Kurbel um den Winkel XOR_2 in die Lage OR_2. Hier ist der Augenblick, wo beide Durchlaßcanäle ganz, aber der linke Dampfcanal im Cylinder mehr als vorhin geöffnet ist, der rechte bleibt geschlossen.

In der Lage OR_5 beginnt sich der linke Durchlaßcanal zu schließen und in der Lage OR_6 schließt er sich eben vollständig, während der rechte immer noch ganz offen ist. Daß hierbei stets der rechte Durchlaßcanal offen bleibt, während der Dampf links in den Cylinder tritt, ist ohne Einfluß, da unterdessen der Vertheilungsschieber immer den rechten Dampfcanal im Cylinder geschlossen hält. Wir erwähnten, daß bei OR_6 der linke Durchlaßcanal eben geschlossen wird, hier beginnt also die Expansionswirkung. Diese Lage OR_6 findet sich, wenn man den Durchschnitt Z_2 des Kreises U_0U mit dem 3. Schieberkreise aufsucht und Z_2 mit O verbindet. Wie aus dieser Kurbelstellung die Kolbenstellung und das Expansionsverhältniß bestimmt wird, ist bekannt. Dreht man die Kurbel weiter bei OR_7, welche Richtung durch den zweiten Durchschnittspunkt Z_3 der genannten Kreise geht, so ist das der Moment, in dem sich der linke Durchlaßcanal wieder öffnet. Da aber bekanntlich bei der Kurbelstellung OR_4 sich der linke Dampfcanal im Cylinder schon geschlossen hat, so ist diese zweite Eröffnung im vorliegenden Falle von keinem Einflusse. Dreht man endlich die Kurbel bis zur Lage OR_0 (der zweite todte Punkt), so hat sich jetzt der rechte Dampfcanal im Cylinder um das Voreilen geöffnet, der linke Durchlaßcanal ist ganz und der rechte um U_0Z_0 geöffnet.

Dreht man die Kurbel durch den zweiten Halbkreis, so gelten nun dieselben Regeln für den Rückgang des Kol-

bens, indem man die betreffenden Durchschnitte der unteren Kreise aufsucht.

Hieraus ist ersichtlich, mit welcher Sicherheit das Diagramm die ganze Dampfvertheilung giebt, und wie äußerst zweckmäßig die Wirkung des Expansionsschiebers von Meyer ist, weil die Durchlaßcanäle meist vollständig geöffnet sind und das Abschließen schnell und bei richtiger Wahl der Dimensionen an jeder beliebigen Stelle geschehen kann. Das letztere soll hier zunächst weiter untersucht werden; um aber das Diagramm für vorliegende Zwecke übersichtlicher zu machen, sind die betreffenden Kreise in Figur 7 nochmals gezeichnet. Hierbei soll aber nur die Dampfvertheilung für den Hingang des Kolbens betrachtet, also sollen nur die Eröffnungen der linkseitigen Canäle (Fig. 6) untersucht werden, da die Dampfvertheilung für den Rückgang genau gleich ist. Wir erinnern, daß der Radius $OM_0 = L - l$ war und das Stück $M_0U_0 = x$, d. h. die Größe ist, um welche die beiden Schieberplatten nach außen verschoben sind (Fig. 5). Den Punkt Z_2, wo der mit $OU_0 = L - l - x$ beschriebene Kreis den Schieberkreis schneidet, verbanden wir mit O und erhielten dadurch die Kurbelstellung OR_2 im Augenblicke des Abschließens des Durchlaßcanales, also beim Beginn der Expansionswirkung. Den mit $OM_0 = L - l = 0{,}050^m$ beschriebenen Kreis benutzen wir zugleich als Warzenkreis, so daß also die Linie L_0L den Kolbenhub repräsentirt. Fällt man daher von R_2 das Perpendikel R_2L_2 gegen L_0L, so ist L_0L_2 der Kolbenlauf während des Dampfeintrittes, und da L_0L gleich 1 Decimeter ist, so ist die in Decimetern ausgedrückte Länge L_0L_2 sogleich das Expansionsverhältniß, für vorliegenden Fall = 0,530.

Die angenommene Steuerung ist hiernach vollständig untersucht, und es kann nun auf Untersuchung der Meyer'schen Steuerung genauer eingegangen werden, bei der der Werth x veränderlich ist; alle übrigen Verhältnisse im Diagramme aber unverändert bleiben. M_0U_0 war der Werth $x = 0{,}020$, um welche die Expansionsschieberplatten von der Mitte nach außen verschoben sind. Schiebt man jetzt die Platten noch weiter nach außen, so daß (Figur 5) der Werth $x = 0{,}0305^m$ wird, so findet sich sogleich das zugehörige Expansionsverhältniß auf folgende Weise: Man trage die Werthe $x = 0{,}0305^m$ von M_0 aus (Figur 7) nach O hin, mache also $M_0u_8 = x$, beschreibe von O aus mit Ou_8 einen Kreis und verfolge dessen Durchschnitt Z_8 und Z_9 mit dem Schieberkreise. Zieht man nun OZ_8 und OZ_9 bis an den Warzenkreis, so ist OR_8 die Kurbelstellung, bei der der Dampf abgeschlossen wird, hier beginnt die Expansion und das Expansionsverhältniß ist $\frac{L_0L_8}{L_0L} = 0{,}333$ oder $\frac{1}{3}$. Bei OR_9 öffnet sich der betreffende Durchlaßcanal wieder, welche Eröffnung aber ohne Einfluß ist, weil der Vertheilungsschieber bei OR_5 bekanntlich schon den linken Dampfcanal im Cylinder geschlossen hat. Hiernach ist schon ersichtlich, wie leicht sich für jede Stellung der Platten, also für jeden Werth von x das zugehörige Expansionsverhältniß findet. Ist $x > OM_0$ oder $> L - l$, so hat das Verfahren immer noch seine Richtigkeit. Schiebt man z. B. die Platten um

$M_0u_{10} = x = 0{,}065^m$ nach außen, so ist mit Ou_{10} der Kreis zu beschreiben und der Durchschnittspunkt Z_{10} mit O zu verbinden und die Linie über O hinaus bis R_{10} zu ziehen. Es ist daher für diesen Fall OR_{10} die Kurbel- und L_{10} die Kolbenstellung bei Beginn der Expansion und $L_0L_{10} : L_0L = 0{,}015$ das zugehörige Expansionsverhältniß. Schiebt man endlich die Platten um $M_0Z_1 = x = 0{,}0715$ nach außen, so ist ersichtlich, daß der Dampfabschluß gerade bei Beginn des Hubes stattfindet. Hiernach folgt, daß man bei der Meyer'schen Steuerung bis zum Expansionsverhältniß 0, oder bis zur höchsten Grenze erpandiren kann. So weit geht man natürlich mit der Expansion nicht herab, höchstens würde man diese Plattenstellung dazu benutzen können, den Dampf überhaupt abzuschließen, also die Maschine in Ruhe zu bringen. Es ist aber gewiß schon ein großer Vorzug der Meyer'schen Steuerung, daß man beliebig stark expandiren kann, was, wie ich früher nachgewiesen habe, bei Gonzenbach's Steuerung durchaus nie der Fall ist. Es bleibt nun nur noch die untere Grenze der Expansion zu untersuchen übrig. Zieht man die Platten wieder in die alte Lage zurück, so daß $x = M_0U_0 = 0{,}020$, so finden wir hier den Beginn der Expansion bei der Kurbelstellung OR_2 und $L_0L_2 : L_0L = 0{,}530$ als Expansionsverhältniß, und daß bei der Kurbelstellung OR_3, die durch den 2. Durchschnittspunkt Z_3 geht, der Durchlaßcanal schon wieder geöffnet wird; wir erwähnten auch, daß dies ohne Einfluß sei, weil bei der Stellung OR_5, die durch V_4 geht, schon der Vertheilungsschieber den zugehörigen Dampfcanal geschlossen hat. Man sieht aber doch daraus, daß es unbedingt erforderlich ist, daß der Durchlaßcanal nicht eher wieder geöffnet werde, bis der Vertheilungsschieber geschlossen hat. Ziehen wir z. B. die Platten soweit zurück, daß $M_0u_6 = x = 0{,}0155$ ist, und beschreibt man mit Ou_6 einen Kreis, so schneidet dieser den Schieberkreis in Z_6 und Z_7; OZ_6 ist also jetzt die Kurbelstellung bei Beginn der Expansion; bei OZ_7 öffnet sich aber schon wieder der Canal und zwar, weil OZ_7 vor der Stellung OR_5 liegt, schon bevor der betreffende Dampfcanal im Cylinder geschlossen ist. Hiernach tritt auch hier der eigenthümliche Fall ein, gerade wie bei Gonzenbach's Steuerung, daß zweimal Dampf beim Hingange des Kolbens in den Cylinder tritt. Sucht man die zugehörigen Kolbenstellungen, so tritt also erst von L_0 bis L_6 Dampf ein, dann wirkt er bis L_7 durch Expansion und in diesem Momente tritt wieder bis zur Kolbenstellung L_5 frischer Dampf

ein. Obgleich im vorliegenden Falle der schädliche Einfluß einer solchen Dampfvertheilung nicht so groß ist, wie wir es früher bei Gonzenbach's Steuerung fanden, so ist es doch unzweckmäßig.

Diejenigen Meyer'schen Steuerungen, deren Dimensionsverhältnisse der Verfasser nach den Angaben verschiedener Zeichnungen von Locomotiven untersuchte, sowohl mit Hilfe des Diagrammes, als mittelst Modellen, zeigen durchgängig diese Eigenthümlichkeit, daß bei einer gewissen Plattenstellung zweimal Dampf in den Cylinder tritt. Das Diagramm wird aber zeigen, wie leicht bei Meyer's Steuerung diesem Uebelstande, wenigstens für den Vorwärtsgang der Locomotive abzuhelfen ist. Die Dimensionsverhältnisse des Diagrammes Figur 7 sind absichtlich so gewählt, daß dieser Nachtheil vor das Auge tritt. Zunächst soll hier nun die untere Grenze der Expansion angegeben werden; diese findet offenbar dann statt, wenn der Durchlaßcanal in demselben Augenblicke geöffnet wird, wenn der Vertheilungsschieber eben den Dampfcanal im Cylinder schließt. Das Letztere findet bei der Kurbelstellung OR_5 statt; diese Richtung schneidet den Schieberkreis in Z_5; beschreibt man von O aus mit OZ_5 einen Kreis, so findet sich in OZ_4 die Kurbelstellung, in L_4 die Kolbenstellung bei der untersten Grenze der Expansion, das zugehörige Expansionsverhältniß ist $L_0L_4 : L_0L = 0{,}595$ und die Platten müssen hierbei um $R_4Z_4 = M_0u_4 = 0{,}0175$ nach außen gerückt sein. Zieht man die Platten weiter zurück, so fanden wir doppelten Dampfeintritt und zieht man dieselben um den Werth $D_xR_x = M_0u_x = 0{,}0140$ zurück, so findet nur auf einen Augenblick Dampfeintritt statt, und zwar bei der Kurbelstellung OR_x. Stellt man die Platten noch weiter zurück, etwa so, daß $x = R_xZ_x = M_0u = 0{,}010$ ist, so findet fortwährender Dampfeintritt statt, und die Wirkung der Platten besteht nun darin, daß sie die Durchlaßcanäle zeitweilig verengen; im vorliegenden Falle ist z. B. in der Kurbelstellung OR_x die kleinste Eröffnung $Z_xD_x = 0{,}0035$. Da diese Verengung erst in der zweiten Hälfte des Hubes stattfindet, so schadet sie nichts hinsichtlich der Dampfvertheilung; es ist aber unzweckmäßig, die Steuerung so einzurichten, daß die Platten sich so weit zurück ziehen lassen, wie es unseren Annahmen gemäß geschehen kann; machen wir z. B. $x = 0$, d. h. stellt man die Platten so, wie es Figur 4 andeutet, so giebt das Diagramm Figur 7 auch fortwährenden Dampfeintritt, und die kleinste Eröffnung des Canales beträgt $R_xD_x = 0{,}0135$, also beinahe die ganze Canalbreite. Da gerade bei der Kurbelstellung OR_x eine große Eröffnung gar nicht nothwendig ist, so folgt, daß wir den Werth von $L-l$ zu groß gewählt haben, oder wenn wir voraussetzen, die Länge l der Platten sei zweckmäßig gewählt, daß die Länge L des Vertheilungsschiebers zu groß ist (Figur 4). Es wird aus dem Folgenden hervorgehen, daß es vollständig genügt, die Länge $L-l$, also OM_0 (Fig. 7) genau gleich dem Durchmesser OD_x des Hilfskreises zu machen.

Um nun auf Grundlage des Diagrammes die Regeln festzusetzen, die bei Herstellung einer neuen Steuerung zu beachten sind, gehen wir von der Ansicht aus, daß es am zweckmäßigsten ist, wenn der Expansionsschieber alle Grade der Expansion gestattet, oder, was genügend ist, wenn man mit der Expansion so weit herabgehen kann, daß schließlich Expansions- und Vertheilungsschieber gleichzeitig den Dampf abschließen. Wenn die Einrichtung so zu treffen wäre, so ließe die Meyer'sche Steuerung nichts zu wünschen übrig; und diese Bedingungen sind denn auch wirklich für den Vorwärtsgang zu erfüllen. Eine genaue Betrachtung des Diagrammes Figur 7 zeigt, daß der Dampfabschluß unter sonst gleichen Verhältnissen um so später eintritt, je mehr der Durchschnitt OD_x des Schieberkreises nach OR_5 hinfällt; am besten wird die Steuerung wirken, wenn beide Richtungen zusammenfallen. Diese Bedingung läßt sich durch entsprechende Wahl der Excentricitäten und Voreilungswinkel leicht erfüllen, man darf nur nicht, wie dies in der Praxis meist geschieht, die Excentricitäten des Vertheilungs- und Expansionsschiebererexcentrics gleich machen und den Voreilungswinkel des Expansionsschiebererexcentrics 90° annehmen. Die Bestimmung der hierbei vorkommenden Verhältnisse wird am besten durch Lösung folgender allgemeinen Aufgabe geschehen, die zugleich zeigt, wie leicht sich ohne alle Rechnung und ohne Versuchen an Modellen die hierher gehörigen Fragen beantworten. Diese Aufgabe soll sich jedoch zunächst auf eine stationäre Maschine beziehen, die nur nach der einen Richtung umläuft.

Aufgabe. Es sei eine stationäre Dampfmaschine mit Meyer's variabler Expansion so anzuordnen, daß alle Expansionsverhältnisse damit erreicht werden können, die überhaupt der Vertheilungsschieber gestattet. Die Länge der Expansionsschieberplatten ist zu bestimmen und zugleich sind die Größen anzugeben, um welche die Platten bei den Expansionsverhältnissen $^1/_6$, $^1/_4$, $^1/_3$, $^1/_2$, $^2/_3$, $^3/_4$, $^5/_6$ nach außen zu verschieben sind.

Die Excentricität des Vertheilungsexcentrics betrage $0{,}040^m$; der Voreilungswinkel sei $\delta = 15°$; die äußere Deckung des Vertheilungsschiebers $e = 0{,}008^m$; die Weite des Dampfcanales im Cylinder $a = 0{,}025^m$; die des Durchlaßcanales im Vertheilungsschieber betrage $a_0 = 0{,}020^m$.

Lösung. Hier ist zunächst die Excentricität und der Voreilungswinkel des Expansionsschiebererexcentrics zu bestimmen.

Man mache $YOD = \delta = 15°$ (Figur 8); ferner $OD = 0{,}040^m$ und beschreibe über OD den Schieberkreis. Beschreibe ferner von O aus mit der äußeren Deckung

$OV = e = 0{,}008^m$ und ebenso mit $OR_0 = 0{,}050$ Kreise; von denen der letztere den Warzenkreis repräsentirt. Verbindet man den Durchschnitt V_4 des Deckungskreises mit dem Schieberkreise mit O, so erhält man in OR_x die Kurbelstellung, bei der der Vertheilungsschieber den Dampf abschließt. In die Richtung von OR_x soll nun der Durchmesser des in Fig. 7 mit III bezeichneten Hilfsschieberkreises fallen; machen wir $OD_x = 0{,}035^m$ und vollenden aus OD_x und OD das Parallelogramm, so folgt $OD_0 = 0{,}048$ als Excentricität des Expansionsschiebercentrics und $YOD_0 = 59^0$, als dessen Voreilungswinkel.

Im vorliegenden Falle soll man also nicht, wie dies gewöhnlich geschieht, die Excentricitäten gleich annehmen. Man beschreibe nun über OD_x einen Kreis und wähle $L-l$ (Figur 4). Dieser Werth soll soll so klein als möglich sein. Die unterste Grenze ist, wie schon erwähnt, $L-l = OD_x = 0{,}035$ und diesen Werth wollen wir beibehalten.

Es fragt sich nun, wie weit müssen die Platten in jedem einzelnen Falle nach außen verschoben werden, um die verlangten Expansionsverhältnisse zu erlangen. Man trage auf L_0L (Kolbenhub) die Kolbenstellungen L_1, L_2, L_3 ꝛc. auf, welche den verlangten Verhältnissen entsprechen, und bestimme für jede die zugehörige Kurbelstellung OR_1, OR_2 ꝛc. die Durchschnitte Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 ꝛc. ꝛc. Die Durchschnitte dieser Kurbelrichtungen mit dem Kreise III geben nun sofort die Werthe von x für jedes Expansionsverhältniß, und zwar ist nach dem Früheren, wenn noch mit $OD_x = L-l$ ein Kreis aus O beschrieben wird, der Werth von x für das Expansionsverhältniß $1/6$:

$$M_1Z_1 = 0{,}0435^m;$$

also um so viel sind beide Platten nach außen zu schieben, wenn die Maschine mit $1/6$ Expansion arbeiten soll; (natürlich kommt eine so starke Expandirung kaum vor). In gleicher Weise ergiebt sich der Werth von x (Figur 5) für die anderen Verhältnisse:

$1/4$ Expansionsverhältniß	$x = M_2Z_2$	$= 0{,}0370^m$
$1/3$ " "	$x = M_3Z_3$	$= 0{,}0310^m$
$1/2$ " "	$x = M_4Z_4$	$= 0{,}0195^m$
$2/3$ " "	$x = M_5Z_5$	$= 0{,}0100^m$
$3/4$ " "	$x = M_6Z_6$	$= 0{,}0060^m$
$5/6$ " "	$x = M_7Z_7$	$= 0{,}0030^m$

Für $x = 0$ findet der Dampfabschluß durch die Platte bei der Kurbelstellung OR_x oder der Kolbenstellung L_x gleichzeitig mit dem des Vertheilungsschiebers statt, aber nur auf einen Augenblick. Die sofortige neue Eröffnung des Durchlaßcanales ist aber ohne Einfluß auf die Dampfvertheilung.

Soll der Dampfabschluß gerade bei Beginn des Hubes stattfinden, so ist $x = M_0Z_0 = 0{,}0665^m$ zu machen. Nimmt man an, daß das Expansionsverhältniß $1/6$ die äußerste Grenze ist, so steht die Kante E (Fig. 5) um

$$FE = y = L-l-x = 0{,}035-0{,}0435 = -0{,}0085^m$$

von der Kante entfernt, wenn beide Schieber gegen einander die mittlere Stellung einnehmen. Das negative Vorzeichen deutet an, daß E links von F steht. Am weitesten steht das Mittel des oberen Schiebers von dem des unteren entfernt, wenn ihre Entfernung OD_x (Figur 8) beträgt. In diesem Augenblicke soll aber die innere Kante der Platte nicht etwa den Canal öffnen, daher muß die Plattenlänge wenigstens

$$l = OD_x + a_0 - FE \text{ oder}$$
$$l = 0{,}0635^m$$

sein, wofür wir 0,065 nehmen wollen.

Da nun $L-l = 0{,}035$ war, so folgt der Werth

$$L = 0{,}100^m.$$

Hiernach sind alle Fragen beantwortet, und zwar, wie die Betrachtung von Fig. 8 zeigt, auf höchst einfache übersichtliche Weise. Die vorstehenden Resultate stimmen übrigens mit den Resultaten von Versuchen überein, die der Verfasser an einem Modelle erhalten hat, so daß also das Diagramm alle Rechnung und Herstellung von Modellen unnöthig macht.

Etwas anders gestalten sich die Verhältnisse, wenn die Steuerung bei Locomotiven oder solchen Maschinen in Anwendung kommen soll, die vor- und rückwärts gehen. Hier wird am besten die Untersuchung in vorstehender Weise für den Vorwärtsgang durchzuführen, dabei jedoch dafür zu sorgen sein, daß der Voreilungswinkel δ_0 des Vorwärtsexcentrics größer ausfällt, als dies z. B. in Figur 8 der Fall ist, so daß auch der Nacheilungswinkel δ_x des Durchmessers OD_x etwas kleiner wird. Wollten wir z. B. für den Vorwärtsgang dieselben Verhältnisse, wie in obigem Beispiele nehmen, so würde hier zwar die Dampfvertheilung ganz zweckmäßig, aber etwas ungünstig für den Rückwärtsgang sein. OD_1 ist in Figur 9 die Excentricität des Rückwärsexcentrics; betrachtet man jetzt diese als Diagonale und die gefundene Excentricität OD_0 des Expansionsschiebercentrics als die eine Seite eines Parallelogrammes, so ist jetzt die zweite Seite OD_y der Durchmesser desjenigen Hilfskreises, der über die Wirkung des Expansionsschiebers beim Rückwärtsfahren in derselben Weise Aufschluß giebt, wie dies der über OD_x beschriebene Kreis für den Vorwärtsgang gethan hat. Man denke sich nun den Krummzapfen in der Richtung des Pfeiles b gedreht. Man überzeugt sich dann leicht, daß OD_y meist etwas zu groß ausfällt, wenn OD_0 in der oben gegebenen Weise bestimmt wird; dadurch, daß man die Excentricität $OD = OD_1 = r$ des Vertheilungsschiebers möglichst klein macht, wie dies auch von Meyer geschehen ist, läßt sich die Dampfvertheilung

für den Rückwärtsgang verbeſſern, ebenſo, daß man die Werthe L und l mit Rückſicht auf OD_y und nicht, wie oben, auf OD_x beſtimmt, d. h. man mache $L-l=OD_y$, wodurch in der Art der Unterſuchung der Dampfvertheilung beim Vorwärtsgang nichts geändert wird, der Vertheilungsſchieber aber gewöhnlich länger werden muß. Meyer nimmt $\delta_0 = 90^0$; dadurch erreicht man zwar, daß für Vorwärts- und Rückwärtsgang die Dampfvertheilung gleich ausfällt, wenn die Voreilungswinkel des Vor- und Rückwärtsexcentrics gleich ſind. Da dieſe aber, wie Diagramm Figur 7 zeigte, dann einige Uebelſtände hat, beſonders, daß die untere Grenze der Expanſion herabgezogen wird, ſo iſt es beſſer δ_0 kleiner als 90^0 zu machen. Sodann iſt es immer unzweckmäßig bei Maſchinen, die vor- und rückwärts gehen ſollen, die Excentricität des Expanſionsſchiebererexcentrics gleich der des Vertheilungsſchiebers zu machen. Man erhält ſtets beſſere Dampfvertheilung, wenn man die erſteren etwas größer, als die letzteren annimmt. Geht man von der gewiß richtigen Anſicht aus, daß die Dampfvertheilung für den Vorwärtsgang möglichſt vollkommen ſein ſoll, wenn auch dieſelbe beim Rückwärtsgange nicht allen Anforderungen genügt, ſo ſteht die Meyer'ſche Steuerung unter allen Steuerungen mit variabler Expanſion oben an. Bei richtiger Wahl der einzelnen Dimenſionen läßt ſich auch bei Meyer's Steuerung für Rückwärtsgang die Expanſion zwiſchen 0 bis $^3/_4$ in Anwendung bringen, während ſie für Vorwärtsgang vollkommen hergeſtellt werden kann, wenn man nach Anleitung obigen Beiſpieles verfährt.

Die Grenzen, innerhalb welcher man alſo hier rückwärts mit Expanſion fahren kann, ſind viel weiter, als dies bei der Gonzenbach'ſchen Steuerung für Vorwärtsgang der Fall iſt.

Für ſtationäre Maſchinen kann, wie unſere Unterſuchungen zeigten, keine beſſere Steuerung in Anwendung kommen, als die von Meyer, wenn man überhaupt mit Hilfe von 2 Schiebern die Dampfvertheilung bewirken will. In dieſer Beziehung ſcheinen die großen Vortheile dieſer Steuerung bisher noch viel zu wenig allgemein erkannt worden zu ſein.

Daſſelbe gilt in Hinſicht ihrer Anwendung bei Locomotiven, wiewohl hier, wie ſchon früher erwähnt wurde, den Erfahrungen und Unterſuchungen Reuleaur' gemäß, die gewöhnlichen Couliſſenſteuerungen mit einem Schieber den Anſprüchen genügen.

In neuerer Zeit iſt von Georges eine neue Locomotivenſteuerung angegeben worden, die auch für ſtationäre Maſchinen empfohlen wurde. (Armengaud, Publication industrielle, t. IX; — Civilingenieur, Bd. II, S. 200.)

Indem wir hinſichtlich derſelben auf vorbemerkte Orte verweiſen, erwähnen wir nur, daß Georges den Expanſionsſchieber in einem beſonderen Schieberkaſten auf dem Rücken des Vertheilungsſchieberkaſtens bewegt, und zwar auf einer Platte, deren Durchlaßöffnungen von außen verändert werden können. Die Vorrichtung iſt ſo einfach, daß die Unterſuchung dieſer Steuerung mit Hilfe unſeres Diagrammes hier nicht vorgenommen werden ſoll. Georges erreicht allerdings ſeinen Zweck, jeden beliebigen Expanſionsgrad herzuſtellen, vollkommen, und beſonders hat ſeine Vorrichtung den Vortheil, daß man für Vorwärts- und Rückwärtsgang beliebig expandiren kann. Die genaueren Unterſuchungen der Meyer'ſchen Steuerung zeigen aber, daß dieſe bei richtiger Conſtruction für Vorwärtsgang dieſe Bedingungen ebenfalls vollkommen und für Rückwärtsgang gut genug erfüllt. Für ſtationäre Maſchinen aber ſteht die Meyer'ſche Steuerung, wenn ſie nach unſeren oben gegebenen Regeln conſtruirt iſt, in Betreff der Dampfvertheilung auf derſelben Stufe, wie die Steuerung von Georges und übertrifft dieſe in jedem Falle hinſichtlich der größeren Leichtigkeit der Ausführung und dadurch, daß bei ihr die Widerſtände, welche die Einführung eines Expanſionsſchiebers unvermeidlich mit ſich führt, jedenfalls weit geringer ſind, als bei der Steuerung von Georges, bei der die Arbeit, die zur Ueberwindung der Reibung erfordert wird, in jedem Falle beträchtlicher iſt.

Ueber die Wirkung der Dampfvertheilung bei den Couliſſenſteuerungen.

Von

F. Reuleaux,

Profeſſor der Maſchinenbaukunde am eidgenöſſiſchen Polytechnikum in Zürich.

(Hierzu Tafel 3, Figur 19 bis 22, und Tafel 6, Figur 1 bis 10.)

Die Couliſſen- oder Taſchenſteuerungen haben in der letzten Zeit vielfach die Aufmerkſamkeit der Fachmänner des Maſchinenbaues, namentlich der Theoretiker, auf ſich gezogen. Man hat die Eigenthümlichkeiten der Bewegungen, welche bei denſelben dem Dampfſchieber ertheilt werden, und die daraus folgende Art der Dampfvertheilung ſorgfältig geprüft und dadurch genau kennen gelernt. So hat in dieſen Blättern (ſiehe Bd. II, S. 202) Herr Prof. Dr. Zeuner dem techniſchen Publikum eine ausgezeichnete Abhandlung über die Couliſſenſteuerungen vorgelegt, worin er gezeigt, wie man durch ein höchſt einfaches Diagramm das ſo verwickelt ſcheinende Bewegungsgeſetz des Schiebers darſtellen kann; dieſer Arbeit hat er eine weitere in dem vorliegenden Hefte hinzugefügt, welche abermals beträchtliche Erweiterungen in der Kenntniß der Couliſſenſteuerung liefert. Weniger als die Schieberbewegungen derſelben hat man bis jetzt die Wirkung in's Auge gefaßt, welche ihre eigenthümliche Dampfvertheilung auf die zugehörige Dampfmaſchine ausübt. Doch dürfte eine eingehende Unterſuchung derſelben in der That von Wichtigkeit ſein, denn einestheils wird eine ſolche über die Wirkſamkeit der Locomotiv-Dampfmaſchinen manchen noch fehlenden Aufſchluß geben können, und anderntheils iſt es, abgeſehen von den angewandten Mechanismen, dieſe Wirkung hauptſächlich, worin ein richtiger Maßſtab für die Güte und Brauchbarkeit einer Steuerung gefunden werden kann. Vergleicht man zudem die Anſichten, welche Fachmänner über dieſen letzteren Gegenſtand ausſprechen, ſo muß es in Verwunderung ſetzen, wie wenig Uebereinſtimmung in denſelben herrſcht, oder genauer geſagt, wie ſehr man über manche Punkte hier im Unklaren zu ſein ſcheint. Den mit dem Gegenſtand Vertrauten iſt dies eine bekannte Sache. Es möge mir daher verſtattet ſein, in dem Folgenden eine Unterſuchung der eigenthümlichen Wirkung der Dampfvertheilung bei den Couliſſenſteuerungen mitzutheilen. Ich entnehme dieſelben einer größeren Arbeit über die Schieberſteuerungen, mit welcher ich eben beſchäftigt bin.

Die verbreitetſten Anſichten über die Couliſſenſteuerungen möchten die folgenden ſein. Als Hauptfehler derſelben wird faſt allgemein die Dampfcompreſſion angeſehen, welche beim Rückgang des Kolbens durch das Verſchließen der Dampfwege herbeigeführt wird. Im Zuſammenhange damit hält man die dem todten Punkte der Couliſſe naheliegenden oder niederen Expanſionsgrade für ſchlechtwirkend. Sodann glaubt man in der Regel, daß die Couliſſe oder Hängetaſche in ihrem todten Punkte den Schieber auf irgend eine Weiſe ſo bewege, daß die Maſchine dann nicht umgetrieben werde. Ferner ſcheint die Anſicht faſt unerſchütterlich feſt zu ſtehen, daß eine Couliſſenſteuerung um ſo beſſer ſei, je mehr ſie in allen Stellungen gleiches Voreilen des Schiebers gebe. Auch werden die ſchädlichen Räume in und an dem Cylinder bei Couliſſen- und anderen Steuerungen, wie ſchon die Benennung beſagt, für nachtheilig, nämlich Dampfverluſt herbeiführend, gehalten. So erſcheinen die Couliſſenſteuerungen als Steuerungsapparate von ziemlich ſchlechter Wirkung, namentlich was die Expanſion angeht, die aber wegen ihrer conſtructiven Einfachheit und namentlich wegen ihrer Tauglichkeit zum Umſteuern für die Locomotiven empfehlenswerth blieben.

Gegen dieſe Beurtheilung muß ſchon der Umſtand mißtrauiſch machen, daß die Couliſſenſteuerungen bei den Locomotiven faſt alle übrigen Steuerungen verdrängt haben, und auch, daß der unmittelbarſte Praktiker, der Locomotivenführer, dieſelben gut findet und ihre niederen Expanſionsgrade wirklich als die beſſeren bezeichnet. In dem Folgenden werde ich nun verſuchen, eine von der obigen ſehr verſchiedene Beurtheilung aufzuſtellen und zu begründen, nämlich, daß die Couliſſenſteuerungen in der That die Expanſion des Dampfes recht gut benutzen. Es wird ſich zeigen, daß die Dampfcompreſſion nicht ſchädlich, ſondern ſehr häufig ſogar nützlich iſt, und daß die dem todten Punkte nahegelegenen Expanſionsgrade allerdings diejenigen ſind, bei denen der Dampf den größten Nutzeffect giebt. Sodann wird ſich auch ergeben, daß das Mehr- oder Weniger-Conſtanterhalten des Voreilens gänzlich unmaßgeblich für die Güte einer Steuerung iſt, ſowie auch, daß die ſchädlichen Räume in der Regel ohne allen Nachtheil ſind.

I.

Zu der vorzunehmenden Entwickelung bedienen wir uns des Diagrammes, welches Zeuner in ſeinem eben erwähnten Artikel, deſſen Kenntniß ich hier vorausſetzen

möchte, für die Schieberbewegungen angegeben hat. Dieſes Diagramm iſt für einen von Einem Excentric getriebenen Schieber in Fig. 1, Taf. 6, dargeſtellt. OP iſt die Excentricität, δ der Voreilwinkel, e die äußere, i die innere Deckung des Schiebers. OR_0 ſtellt die Kurbellänge, alſo R_0R_3 die Länge des Kolbenſchubes und R_0, R_1, R_3, R_5 den Warzenkreis dar. Wie Zeuner nachgewieſen hat, ſtellen nun die in den ſogenannten Schieberkreis OP hineinfallenden Stücke der Radien des Kreiſes R_0R_3 für den zugehörigen Drehwinkel des Krummzapfens die Eröffnungen des Dampfweges für die Einſtrömung dar, wenn man von denſelben die Deckung e abzieht, und die für die Ausſtrömung, wenn man i abzieht. Die Kurbel bewegt ſich dabei in der Richtung des Pfeiles und hat bei R_0 und R_3 ihre todten Punkte. Hat demnach die Kurbel vom todten Punkte aus den Winkel $R_0OR = w$ durchlaufen, ſo bezeichnet EP_1 die Eröffnung des Dampfweges für den friſchen Dampf und IP_1 die für den verlorenen Dampf (auf der anderen Kolbenſeite). Fällt man von R_0 und R_3 Lothe auf die zu R_0R_3 parallelen Linien $K_0K_1K_3$, AB und $K_0K_4K_3$, ſo iſt K_0K_3 der Kolbenſchub. Lothet man auch noch diejenigen Punkte des Warzenkreiſes hinab, bei denen der Dampfweg geſchloſſen oder geöffnet wird, ſo erhält man auch die entſprechenden Stücke des Kolbenweges, wenn man, wie zuläſſig, von der Länge der Triebſtange abſieht.

Hier können wir nun gleich den Unterſchied zwiſchen der bisherigen Richtung der Unterſuchungen und der nachfolgenden hervorheben. Bisher befaßte man ſich faſt ausſchließlich mit den Eröffnungen der Dampfwege, während wir hier hauptſächlich die erwähnten einzelnen Stücke des Kolbenſchubes und die während derſelben im Cylinder entſtandenen Spannungen betrachten werden. — Während ſich die Kurbelwarze von R_0 nach R_1 bewegt, iſt der (zu der einen Kolbenſeite führende) Dampfweg dem friſchen Dampfe geöffnet; es tritt alſo während des Stückes K_0K_1 des Kolbenſchubes Dampf hinter den Kolben; es hat von K_0 bis K_1 Dampfeintritt ſtattgefunden. Von R_1 bis R_2 iſt die Dampföffnung geſchloſſen, im Cylinder expandirt der Dampf von K_1 bis K_2; es findet während dieſes Stückes Abſperrung ſtatt. Bei R_2 beginnt die Dampföffnung ſich nach dem Ausweg hin zu öffnen; es geht alſo von K_2 bis K_3, während die Kurbel von R_2 bis R_3 fortſchreitet, Dampfausſtrömung vor ſich. Weil dieſe vor Ende des Schubes beginnt, wollen wir ſie Vor-Ausſtrömung oder Vor-Austritt nennen.

Es beginnt nun der Rückgang des Kolbens. Während die Kurbel von R_3 bis R_4, alſo der Kolben von K_3 bis K_4 geht, bleibt der Dampfweg ſtets mit dem Ausweg in Verbindung, es dauert alſo der Austritt noch fort; bei K_4 wird aber die Verbindung aufgehoben, der noch im Cylinder befindliche Dampf kann nicht mehr abſtrömen, er wird im Cylinder eingeſperrt und vom Kolben bei deſſen Weitergehen zuſammengedrückt. Dieſes dauert ſo lange bis die Kurbel in R_5, der Kolben alſo in K_5 angelangt iſt. Wir ſagen, es finde von K_4 bis K_5 Einſperrung des Dampfes ſtatt, während deren die Compreſſion des Dampfes vor ſich geht. Der Schieber beendigt die Einſperrung dadurch, daß er den Dampfweg wieder dem friſchen Dampf zu öffnen beginnt, was bei der Kurbelſtellung R_5 geſchieht; es findet in Folge deſſen von R_5 bis R_0, im Cylinder von K_5 bis K_0, alſo noch vor Beendigung des Schubes, wieder Dampfeintritt ſtatt, den wir Vor-Eintritt oder Vor-Einſtrömung nennen wollen. Ganz daſſelbe, was wir hier bei der einen Kolbenſeite gefunden haben, geſchieht (bei jeder doppelt wirkenden Dampfmaſchine) gleichzeitig, aber in verkehrter Ordnung, auf der anderen Kolbenſeite, ſo nämlich, daß immer der Hingang der einen Kolbenſeite mit dem Rückgang der anderen zuſammenfällt.

Wie wir geſehen haben, unterſcheiden ſich in den durch die Dampfvertheilung im Cylinder hervorgerufenen Spannungszuſtänden während jeder Kurbelumdrehung ſechs Hauptphaſen auf jeder Kolbenſeite; während des Hinganges: Dampfeintritt, Abſperrung, Vorausſtritt; während des Rückganges: Austritt, Einſperrung, Voreintritt. Dieſe Zuſtände und ihre verhältnißmäßige Dauer ſind es aber, wonach ſich die Wirkung des Dampfes auf den Kolben, und ſomit die der Steuerung auf die Dampfmaſchine beurtheilen läßt, oder wonach man, wie mir ſcheint, einzig dieſe letztere Wirkung richtig beurtheilen kann. Bei vielen Steuerungen ſind mehrere jener Phaſen von ſo kurzer verhältnißmäßiger Dauer, daß ſie vernachläſſigt werden können; bei allen Couliſſenſteuerungen aber werden die Umſteuerung ſowohl als die größten Effectänderungen nur durch Aenderung jener Phaſen gegeneinander hervorgebracht, und iſt man daher, wenn man die mit denſelben geſteuerten Maſchinen richtig beurtheilen will, genöthigt, das Zuſammenwirken jener Phaſen in Betracht zu ziehen. — Eine Steuerung kann auch ſo eingerichtet ſein, daß die Einſtrömung erſt nach Beginn des Hinganges anfängt; es findet dann Nach-Einſtrömung ſtatt; in ähnlicher Weiſe kann auch Nach-Ausſtrömung vorkommen, wenn die Abſperrung bis über den todten Punkt hinaus dauert.

Es iſt nun zu unterſuchen, in welcher Weiſe und in welchem Sinne (ob poſitiv oder negativ) die Dampfſpannung während der 6 Theile des Kolbenlaufes mechaniſche Arbeit verrichtet. In dem in Fig. 20, Taf. 3, gezeichneten Dampfcylinder befinde ſich der Kolben bei A an dem einen, bei B an dem anderen Ende ſeines Schubes. Wegen der Gleichheit der Wirkungen auf den beiden Seiten des Kolbens betrachten wir zunächſt nur die Zuſtände auf der einen Seite deſſelben. Der Eintritt dauere von K_0 bis K_1, die

Absperrung von K_1 bis K_2, die Vor-Ausströmung von K_2 bis K_3; ferner dauere (beim Rückgang) die Ausströmung bis K_4, die Absperrung von K_4 bis K_5 und mithin der Vor-Eintritt von K_5 bis wiederum nach K_0. Denken wir uns, bei übrigens unveränderten Einrichtungen, die Maschine in anderem Umdrehungssinne getrieben, so vertauschen sich Hingang und Rückgang des Kolbens mit einander. Zugleich wird auch die Vor-Einströmung zur Einströmung, die Einsperrung zur Absperrung, die Vor-Ausströmung zur Ausströmung und umgekehrt. Man sieht daraus, daß man den Rechts- und Linksgang der Maschine wohl unterscheiden muß. Die nützliche mechanische Arbeit, welche der Dampfdruck auf den Kolben bei einem Schub $AB = K_0K_3 = l$ verrichtet, ist aber gleich zu setzen den algebraischen Summen der Arbeiten auf der Vorderseite und der Hinterseite des Kolbens weniger der Arbeit des Reibungswiderstandes der Maschinen. Für die Arbeit auf der Vorderseite des Kolbens kann man auch die ihr gleiche Arbeit auf der Hinterseite des Kolbens bei dessen Rückgang setzen. Um das Gesagte in einer Formel ausdrücken zu können, sei:

$K_0K_1 = d$, und die diesem Stück entsprechende Arbeit $= L_d$,
$K_1K_2 = a$, " " " " $= L_a$,
$K_2K_3 = u$, " " " " $= L_u$,
$K_3K_4 = u_1$, " " " " $= L_{u_1}$,
$K_4K_5 = a_1$, " " " " $= L_{a_1}$,
$K_5K_0 = d_1$, " " " " $= L_{d_1}$,
die Arbeit des Reibungswiderstandes . . . . $= L_w$,
und die Gesammtarbeit eines Schubes . . . $= L$.

Man hat nun als ganz allgemeines Symbol:

$$L = \pm (L_d + L_a + L_u - L_{u_1} - L_{a_1} - L_{d_1}) - L_w .$$

Die letzten drei Arbeiten in der Klammer wirken immer den drei ersten entgegen und erhalten darum entgegengesetzte Vorzeichen. Als positiv oder negativ ist die Summe der ersten 6 Arbeiten zu betrachten, je nachdem die Maschine in dem einen oder anderen Sinne umläuft. L_w ist immer negativ. Aus obiger Formel erhält man für den Vorwärts- oder Rechtsgang der Maschine:

$$L = L_d + L_a + L_u - L_{u_1} - L_{a_1} - L_{d_1} - L_w \qquad (1)$$

und für Rückwärts- oder Linksgang:

$$L = L_{d_1} + L_{a_1} + L_{u_1} - L_d - L_a - L_u - L_w . \qquad (2)$$

Je nach den Werthen der einzelnen Arbeiten kann L in beiden Fällen positiv, d. h. den Fortlauf der Maschine begünstigend, oder negativ, dem Fortlauf entgegenwirkend, ausfallen. Letztere Wirkung ist die des sogenannten Gegendampfes.

Es sind nun die Werthe für die einzelnen Summanden einzusetzen. Ist die Spannung des in den Cylinder tretenden Dampfes $= p_0$, so hat man, wenn die Kolbenfläche $= F$ gesetzt wird, $L_d = F.d.p_0$. Während der Absperrung a expandirt der bereits eigetretene Dampf, und zwar ist dies der im Cylinder und in dem einen Dampfweg enthaltene Dampf. Der Inhalt des Dampfcanales und der Spielraum zwischen Kolben und Deckel bilden den sogenannten schädlichen Raum. Um denselben in Rechnung ziehen zu können, denken wir uns seinen Inhalt als ein Cylinderstück dargestellt, dessen Durchmesser dem des Dampfcylinders gleich ist, und tragen die Länge desselben von K_0 nach S auf. Es sei dann $K_0S = s$. Bei der Expansion von K_1 bis K_2 geht der Dampf aus dem Raum $F(s + d)$ in den größeren $F(s + d + a)$, und dabei seine Spannung p_0 in eine schwächere p_1 über. Für die hierbei verrichtete Arbeit L_a hat man nach dem Mariotte'schen Gesetz, das hier eine ausreichende Genauigkeit gewährt,

$$L_a = F(s + d)\, p_0 \log\text{nat} \frac{p_0}{p_1} .$$

Bei der nun folgenden Ausströmung entweicht der wirksam gewesene Dampf durch das Auslaßrohr der Dampfmaschine. Nimmt man an, er bedürfe hierzu einer unveränderlichen Spannung p_2, und diese trete sogleich nach beendigter Absperrung ein, so hat man $L_u = F.u.p_2$, und ebenso $L_{u_1} = F.u_1.p_2$. Bei der Einsperrung a_1 wird der Dampf zusammengepreßt und geht dabei aus der Spannung p_2 in die stärkere p_3 über. Man hat demnach: $L_{a_1} = F(s + d_1)\, p_3 \log\text{nat} \frac{p_3}{p_2}$. Während der Vor-Einströmung d_1 endlich herrscht hinter dem Kolben wieder die Spannung p_0, so daß man hat $L_{d_1} = F.d_1.p_0$. Bezeichnet man noch den proportional den Dampfspannungen ausgedrückten, auf den Kolben zurückgeführten Reibungswiderstand der Maschine mit w, so hat man, da w durch den ganzen Schub l zu überwinden ist, $L_w = F.l.w$. Die ermittelten Werthe in Formel (1) eingesetzt, giebt, nach einiger Reduction, für den Vorwärts- oder Rechtsgang der Maschine:

$$L = F\Big\{p_0(d - d_1) + p_0(s + d)\log\text{nat}\frac{p_0}{p_1} - p_2(u_1 - u) - p_3(s + d_1)\log\text{nat}\frac{p_3}{p_2} - lw\Big\} .$$

Nun ist aber

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{s + d + a}{s + d} \text{ und}$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1} , \text{ also auch}$$

$$p_3 = p_2 \frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1} .$$

Setzt man diese Werthe in die Formel für L ein und theilt und multiplicirt die rechte Seite mit l und p_0, so ergiebt sich:

$$L = F.l.p_0 \left\{ \frac{d-d_1}{l} + \frac{s+d}{l} \log nat \frac{s+d+a}{s+d} \right.$$
$$\left. - \frac{p_2}{p_0}(u_1-u) - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d_1+a_1}{l} \log nat \frac{s+d_1+a_1}{s+d_1} - \frac{w}{p_0} \right\}$$

Ist der Effect der Maschine (deren Arbeit pro Secunde) = N Pferdekräften von E Arbeiteinheiten bei n Umdrehungen pro Minute, so ist, da die Arbeit bei einer Umdrehung 2 L beträgt,

$$\frac{2.L.n}{60} = NE, \text{ oder } N = \frac{L.n}{30.E},$$

also der Effect der Maschine in Pferdekräften beim Rechtsgang:

$$N = \frac{F.l.n}{30\,E} p_0 \left\{ \frac{d-d_1}{l} + \frac{s+d}{l} \log nat \frac{s+d+a}{s+d} \right.$$
$$\left. - \frac{p_2}{p_0}\frac{u_1-u}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d_1+a_1}{l} \times \log nat \frac{s+d_1+a_1}{s+d_1} - \frac{w}{p_0} \right\}. \quad (3)$$

Aehnlich findet man, wenn man Formel (2) ebenso entwickelt, wie Formel (1), für den Linksgang der Maschine:

$$N = \frac{F.l.n}{30\,E} p_0 \left\{ \frac{d_1-d}{l} + \frac{s+d_1}{l} \log nat \frac{s+d_1+a_1}{s+d_1} \right.$$
$$\left. - \frac{p_2}{p_0}\frac{u-u_1}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d+a}{l} \times \log nat \frac{s+d+a}{s+d} - \frac{w}{p_0} \right\}. \quad (4)$$

Diese beiden Formeln sind ganz die allgemeineren Effectgleichungen der Dampfmaschine mit irgend einer (guten oder schlechten, Ventil- oder Schieber- u. s. w.) Steuerung. Formel (4) hat, abgesehen von $\frac{w}{p_0}$, keineswegs, wie es wohl scheinen könnte, blos das entgegengesetzte Ergebniß der vorigen, und zwar wegen der beiden Glieder für die Expansion und die Compression. Dies ist auch praktisch erklärlich. Denkt man sich nämlich bei ungeändertem Schiebermechanismus die Maschine statt rechts-, linksumlaufend (z. B. in Folge des Beharrungszustandes, so bleiben zwar alle Größen d, a, u, u_1 u. s. w. unverändert, aber es wird jetzt während des Stückes a_1 expandirt statt comprimirt, und während a comprimirt statt expandirt. Man erhält übrigens Formel (4) aus (3), wenn man in der letzteren d_1 und d, a_1 und a, u_1 und u ihre Stellen vertauschen läßt.

Für E ist je nach dem Maßsysteme, in welchem die Größen der Formel ausgedrückt werden, eine andere Zahl einzusetzen, z. B. für französisches Maß 75 (Kilogrammeter), wenn Alles in Kilogramm und Meter, für preußisches Maß 510 (Fußpfund), wenn Alles in preußischem Fuß und Pfund ausgedrückt ist.

Bei einer Expansionsmaschine ohne Vor-Eintritt, Vor-Austritt und Einsperrung sind u, d_1 und a_1 = Null, u_1 = l und ebenso d + a = l. Man erhält demnach bei einer solchen Maschine für den Rechtsgang:

$$N = \frac{F.l.n}{30\,E} p_0 \left\{ \frac{d}{l} + \frac{s+d}{l} \log nat \frac{s+l}{s+d} - \frac{p_2+w}{p_0} \right\}, \quad (5)$$

welches die bekannte Formel ist, mit dem Unterschiede jedoch, daß gewöhnlich s unberücksichtigt gelassen wird. Für den Linksgang ist:

$$N = \frac{F.l.n}{30\,E} p_0 \left\{ -\frac{d}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+l}{l} \log nat \frac{s+l}{s+d} \right.$$
$$\left. + \frac{p_2-w}{p_0} \right\}. \quad (6)$$

Die Anwendung der Formeln (3) und (4) auf die Coulissensteuerungen, wird sich als außerordentlich lehrreich erweisen. Was die Formeln für den Rückwärts- oder Linksgang betrifft, so scheint man diese bisher ganz unbeachtet gelassen zu haben. Wegen ihrer numerischen Ergebnisse haben sie einen geringeren praktischen Werth, als die für den Vorwärtsgang; denn man bekümmert sich selten genauer um die Größe der Gegendampfwirkung. Allein für die richtige Beurtheilung der Umsteuerungen, und namentlich der Coulissensteuerungen, sind sie unumgänglich nöthig und sehr wichtig.

Um die Formeln (3) und (4) auf eine Coulissensteuerung anzuwenden, kann man verschiedene Wege einschlagen. Da man für die einzelnen Kolbenlauftheile mathematische Ausdrücke entwickeln kann, in denen die Abmessungen der Steuerungstheile vorkommen, so würde man durch Einführung solcher Ausdrücke allgemeine Effectgleichungen für die Dampfmaschinen mit gegebenen Steuerungsabmessungen erhalten. Allein jene Einzelnausdrücke sind schon so wenig einfach, daß man durch ein solches Verfahren zu Rechnungen von ganz unverhältnißmäßiger Verwickelung geführt werden würde, welche durchaus keinen praktischen Werth hätten. Viel leichter kann man aber zum Ziele gelangen, wenn man eine Reihe von Einzellösungen ausführt, und hierzu leistet das zu Anfang erwähnte Zeuner'sche Diagramm für die Coulissensteuerungen vortreffliche Dienste. Dieses Diagramm zeigt nämlich, daß die Verschiebungen der Coulisse die Schieberbewegungen immer so umändern, als ob die übrigens gleichbleibende Steuerung eine andere Excentricität und einen anderen Voreilwinkel erhielten, und stellt die Reihenfolge der Bewegungen durch eine Reihe von Schieberkreisen dar. Mittelst dieses Diagrammes kann man also die Stücke d, a, u u. s. w. in jedem besonderen Falle für alle Expansionsgrade auffinden und ausmessen, was ähnlich, wie es oben für einen Schieberkreis geschah, für jeden einzelnen Schieberkreis auszuführen ist. Durch Einsetzung der gefundenen Größen in die Formeln (3) und (4) erhält man dann, wenn auch keine einzelne allgemeine

Auflösung, doch wenigstens eine Reihe von gesonderten Lösungen, aus denen sich ein allgemeines Ergebniß doch noch ziehen läßt.

Um das Gesagte deutlicher zu machen, und die Ergebnisse der nicht leicht zu überblickenden Formeln (3) und (4) besser erklären zu können, greifen wir zu einem Beispiele. Wir wählen eine Stephenson'sche Coulissensteuerung mit offenen Stangen, und zwar sollen zur Ersparung von Rechnungen dieselben Maße eingehalten werden, welche Zeuner in seinem Aufsatz (Civilingenieur, Bd. II, S. 202) angenommen hat, nämlich: Voreilwinkel $\delta = 30^0$, Excentricität $r = 0^m,06$, Stangenlänge $l = 1^m,40$, halbe Coulissenlänge $c = 0^m,15$, äußere Deckung $e = 0^m,02$, innere Deckung $i = 0^m,006$, so daß

$$\frac{r}{l} = \frac{0,06}{1,40}, \quad \frac{c}{l} = \frac{0,15}{1,40}, \quad \frac{e}{r} = \frac{0,02}{0,06}, \quad \frac{i}{r} = \frac{0,006}{0,06}.$$

Für diese letzteren Verhältnisse ist das Diagramm Fig. 19, Taf. 3 construirt. Da die Schieberkreise für die gleichweit über und unter dem todten Punkte der Coulisse liegenden Grade gleich sind und symmetrisch zu OR liegen, so ist blos die eine Hälfte derselben gezeichnet. Zu jeder Seite des todten Punktes sind 4 Expansionsgrade angenommen. In dem Netz ABCD sind für alle (9) Expansionsgrade die Stücke d, d_1, a, a_1, u und u_1 aufgetragen, und kann ihr Verhältniß zur ganzen Länge AB = dem Kolbenschub l gemessen werden. Die Pfeile gelten für den Vorwärtsgang der Maschine. Einstweilen beachten wir nur die durchgezogenen Grenzlinien, die punktirten sollen weiter unten besprochen werden.

Die Stücke 0—1 bei den einzelnen Expansionsgraden bezeichnen die Einströmung d, 5—0 die Vor-Einströmung d_1. Bedenkt man den während derselben auf den Kolben wirkenden Druck und die Richtung der Kolbenbewegung, so sieht man, daß die beiden Stücke einander zum Theil aufheben und nur der ihrem Unterschied 5—1 entsprechende Dampfeintritt, je nach dem Sinn der Bewegung der Maschine, fördernd oder hindernd auf deren Gang wirken kann. Durch 1—2 ist jedesmal die Absperrung (a), durch 4—5 die Einsperrung (a_1), durch 2—3 der Vor-Austritt (u), und durch 3—4 der Austritt (u_1) bezeichnet. Man sieht, wie von 2—3 und 3—4 auch nur der Unterschied 2—4 zur Wirkung kommen kann, und überhaupt, wie die genannten 6 Größen bei jeder Verschiebung der Coulisse auf einen anderen Grad ihr Verhältniß ändern. In den gleichweit vom todten Punkte liegenden Graden sind die mit denselben Zeichen versehenen Stücke gleich groß.

Man kann nun die einzelnen Größen in dem Netz messen und sie in die Formeln (3) und (4) einführen. Ehe wir jedoch dazu schreiten können, solche Untersuchungen zu vollführen, müssen wir über die Größe der verschiedenen im Cylinder entstehenden Spannungen und die mit denselben zurückgelegten Kolbenlauftheile noch einige Betrachtungen anstellen. Wir gehen zunächst auf die vorletzte Formel für L zurück, welche, etwas umgewandelt, wie folgt lautet:

$$L = Fl\left\{p_0 \frac{d-d_1}{l} + p_0 \frac{s+d}{l} \log nat \frac{p_0}{p_1} - p_2 \frac{u_1-u}{l} - p_3 \frac{s+d_1}{l} \log nat \frac{p_3}{p_2} - w\right\}.$$

Die Spannung p_0 ist diejenige, mit der der Dampf in den Cylinder tritt. Dieselbe wird bei ganz freiem Dampfzufluß nur wenig geringer sein, als die Spannung im Dampfkessel. Sie wird sich beim Gang des Kolbens etwas vermindern, wenn die Dampföffnung durch den Schieber nicht ganz freigelassen wird; für die Rechnung wollen wir indessen den Einfluß dieser Verengungen einstweilen unbeachtet lassen, und somit p_0 als constant betrachten. p_0 ist die ganze innere Spannung im Cylinder mit Hinzuziehung also der einen Atmosphärenspannung, welche sich mit dem Luftdruck ins Gleichgewicht setzt; bei Locomotiven ist jetzt p_0 in der Regel = 7 Atmosphären.

p_2 ist die Spannung des ausströmenden Dampfes. Bei Condensationsmaschinen wird dieselbe viel kleiner, bei Maschinen ohne Condensation aber größer sein, als 1 Atmosphäre. Man mag sie bei Locomotiven durchschnittlich auf 1,4 Atmosphären anschlagen können; und nehmen wir für die nachfolgenden Rechnungen an, daß sie beständig diesen Werth habe.

Mit p_1 ist die Spannung des expandirten Dampfes bezeichnet. Es wird immer rathsam sein, diese nicht kleiner werden zu lassen, als p_2, indem sonst nicht nur ihre Arbeit in ein schlechtes Verhältniß zu der der schädlichen Widerstände tritt, sondern auch die Ausströmung in das Blasrohr zu langsam vor sich gehen würde und sogar eine zeitweilige nutzlose Rückströmung der atmosphärischen Luft eintreten könnte. Da wir $p_2 = 1,4$ und $p_0 = 7$ Atmosphären festgestellt haben, so wird $\frac{p_0}{p_1}$ oder $\frac{s+d+a}{s+d}$ nicht über $\frac{7}{1,4} = 5$ steigen dürfen. Das heißt, es darf nicht über das Fünffache hinaus expandirt werden. Das Netz in Fig. 19 zeigt, daß bei den dort zu Grunde liegenden Verhältnissen die Expansion nur etwa dreifach ist.

Es ist nun die Spannung p_3 des comprimirten Dampfes und deren mechanische Arbeit zu besprechen. Hier ist zunächst zu fragen, wodurch denn eigentlich die Einsperrung und Zusammenpressung des Dampfes die so vielfach befürchtete Verminderung des Nutzeffectes der Maschine herbeiführen könne.

Prüfen wir den stattfindenden Vorgang, so finden wir das Folgende. Sobald die Einsperrung beginnt, hört das Abströmen des Dampfes auf, und der noch im Cylinder und im schädlichen Raum enthaltene Dampf wird vom Kolben zusammengepreßt, so daß am Ende der Einsperrung der Vor-Einströ-

mungs- und der schädliche Raum mit Dampf von der Spannung p_3 gefüllt sind. Gleich beim Beginn der Vor-Einströmung mischt sich der Dampf von der Spannung p_3 mit dem Kesseldampf von der Spannung p_0, und im Cylinder wird (wegen der unweit größeren Menge des Kesseldampfes) die Spannung p_0 herrschen. Bei dem nun folgenden Hingang des Kolbens dehnt sich der vorher auf p_3 comprimirte Dampf wieder auf p_1 aus. Für den Fall, daß $p_0 = p_s$ und $p_1 = p_2$, wird also die Arbeit der Compression des eingesperrten Dampfquantums ganz gleich sein der Arbeit seiner nachherigen Expansion. Man kann aber bei den Coulissensteuerungen die Verhältnisse sehr wohl so einrichten, daß diese Gleichheit stattfindet, und Aehnliches geschieht in der Regel schon unabsichtlich. Ein unmittelbarer Arbeitsverlust in Folge der Einsperrung ist also dann durchaus nicht zu entdecken. Dieselbe beansprucht zwar einen Theil der beim Kolbenhingang hervorgebrachten Arbeit, allein diese Arbeit ist gerade die des eingesperrten, nicht abströmenden, aufgefangenen Dampfes, der nachher wieder zur Wirkung kommt. Zwar ist die Expansionsarbeit des eingesperrt gewesenen Dampfquantums nicht nothgedrungen so groß, als dessen Compressionsarbeit, indem nicht $p_0 = p_s$ und $\frac{p_s}{p_2} = \frac{p_0}{p_1}$ sein müssen; aber selbst wenn ein kleiner Unterschied bleiben sollte, so wird auch dieser noch durch einen anderen Umstand beseitigt. Da nämlich die Compression den schädlichen Raum mit gespanntem Dampfe füllt, so braucht dieses vom Kessel nicht zu geschehen, und es wird dadurch ein nicht unbedeutendes Dampfquantum erspart. Es braucht somit nur $p_s = p_0$ gemacht zu werden, um den Verlust des den schädlichen Raum füllenden Dampfes ganz zu verhüten. Bei einer so eingerichteten Maschine spielt der in den schädlichen Raum eintretende Dampf gleichsam im Cylinder hin und wieder, dehnt sich aus und wird wieder zusammen gepreßt.

So zeigt sich also die Einsperrung bei nur einigermaßen gut gewählten Verhältnissen nicht schädlich, sondern unter Umständen noch nützlich, indem bei Maschinen ohne dieselbe der den schädlichen Raum füllende Dampf entweicht, ohne (außer durch Expansion) gewirkt zu haben.

Noch ist indessen hier ein anderer mittelbarer Arbeitsverlust, von übrigens geringer Bedeutung, zu erwähnen, der durch die Einsperrung und die Vor-Einströmung gemeinschaftlich herbeigeführt wird. Denkt man sich die Compressions-Arbeit durch ein unter Volldruck von der Spannung p_0 durchlaufenes Cylinderstück a_2 (Fig. 3, Taf. 6) dargestellt, so findet während Durchlaufung des Stückes $a_2 + d_1$ keinerlei nützliche Arbeit statt, indem diese negative Arbeit $F \cdot p_0 (a_1 + d_1)$ ein gleich großes Stück der positiven während des Hinganges geradezu aufhebt. Während dieses gleichsam nutzlos durchlaufenen Schubtheiles aber müssen die schädlichen Widerstände (w) nach wie vor überwunden werden (was auch in den Formeln (3) und (4) ausgedrückt ist) und zwar auf Kosten des übrigen nützlichen Theiles der Dampfarbeit. Dies bereitet einen kleinen Arbeitsverlust, namentlich bei den dem todten Punkte nahegelegenen Expansionsgraden, wo $a_2 + d_1$ groß ist, der aber auch durch die Unschädlichmachung der schädlichen Räume aufgehoben wird, wie sich durch Rechnung leicht nachweisen läßt.

Nach allem diesem erweist sich also die Einsperrung durchaus nicht als schädlich. Ihr zufolge ist die Menge der nützlichen Arbeit der Maschine nicht so groß, als wenn sie nicht vorhanden wäre, allein der Nutzeffect der wirklich ausgegebenen Arbeit wird durch sie nicht nur nicht verringert, sondern unter Umständen noch vergrößert.

Abgesehen von dem zuletzt erwähnten Effectverlust scheint es nach dem Gesagten für den Effect der Maschine vortheilhaft, die Spannung p_s recht hoch werden zu lassen. Allein bei zu starkem p_s könnte auch wiederum ein Dampfverlust eintreten. Entweder könnte nämlich der eingesperrte Dampf so gespannt werden, daß er den Schieber auflüftete und durch dessen Muschel hindurch in den Ausweg entwiche, oder er könnte durch die Undichtheiten der Flantschen und Stopfbüchsen verloren gehen. Untersuchen wir, bei welcher Spannung ein Entweichen durch die Schiebermuschel zu befürchten wäre. Während der Dampf zusammengepreßt wird, drückt er mit stets wachsender Kraft von innen gegen den den einen Dampfweg (siehe Fig. 4) verdeckenden Schieberlappen, während der ganze Schieber von außen mit der Spannung p_0 auf den Spiegel gepreßt wird. Soll p_s den Schieber heben können, so muß das Moment von p_s zum Heben des Schiebers $\geq$ sein, als das Moment von p_0 zum Niederhalten desselben. Ist λ die Länge des Schiebers, S der Inhalt seiner Grundfläche, q der Querschnitt einer Dampföffnung, so hat man annähernd:

$$p_3 \cdot q \cdot \lambda \geq p \cdot S \cdot \frac{\lambda}{2} \text{ oder}$$

$$p_3 = \frac{S}{2 \cdot q} p_0 \cdot$$

Selten oder nie ist $\frac{S}{2 \cdot q}$ kleiner als 4. Es könnte also p_s 4 × so groß werden als p_0, oder bei $p_0 = 7$ bis zu 28 Atmosphären ganzem, oder 27 Atmosphären Ueberdruck anwachsen, ohne daß ein Auflüften des Schiebers zu befürchten wäre, eine Spannung, die schon wegen der Dichtungen und wegen der Gefahr des Zerspringens der Theile vermieden werden muß. Es wird deshalb ein Dampfentweichen durch die Schieberhöhlung in Folge der Compression nie zu besorgen sein. Welche Größe p_s, wegen Erhaltung der Dichtungen nicht überschreiten darf, läßt sich nicht gut berechnen, man wird aber wohl im Allgemeinen

am beſten p_3 nicht ſehr viel höher werden laſſen, als p_0; als obere Grenze möchte $1\frac{1}{2}\ p_0$ feſtgeſtellt werden können. Wir werden bei den ſpäter folgenden Beiſpielen dieſen Umſtand berückſichtigen.

An unſerem Beiſpiel in Figur 13, Tafel 3, können wir nun den Unterſchied zwiſchen den Expanſionsgraden dieſſeit und jenſeit des todten Punktes der Couliſſe, ſo wie die Wirkung des todten Punktes ſelbſt beſprechen. Wie man ſieht, nimmt von oben nach unten die Einſtrömung d, in dem Netz mit 0—1 bezeichnet, Grad für Grad ab, während die Vor-Einſtrömung d_1 (5—0) Grad für Grad zunimmt. Im todten Punkte werden beide Stücke einander gleich. Ganz Aehnliches gilt von a und a_1, u und u_1. Im todten Punkte iſt auch $u = u_1$, $a = a_1$ geworden. Es heben ſich ſomit hier die Wirkungen von d und d_1 und die von u und u_1 vollſtändig auf. Das Gleiche würde mit Abſperrung a und Einſperrung a_1 der Fall ſein, wenn im todten Punkt eben ſo ſtark expandirt als comprimirt würde. Dies iſt aber keineswegs nothwendig mit dem Gleichwerden von a und a_1 verbunden. Iſt die Spannung p_0 hoch, ſo wird es in der Regel nicht der Fall ſein; iſt p_0 nicht hoch und die Compreſſion ſehr ſtark, ſo kann die letztere überwiegen. In unſerem Beiſpiel werden bei $p_0 = 7$ und $p_2 = 1{,}4$ Atmoſphären jene beiden Arbeiten nicht gleich. Es iſt nämlich

$$\frac{s + d + a}{s + d} = \frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1} = 3, \text{ alſo}$$

$$p_1 = \frac{p_0}{3} = \frac{7}{3} = 2{,}33 \text{ und}$$

$$p_3 = 3 . p_2 = 3 . 1{,}4 = 4{,}2 \text{ Atmoſphären,}$$

während jene Gleichheit $p_3 = 7$, $p_1 = 1{,}4$ werden müßte, wonach die Arbeit der Abſperrung die der Einſperrung ziemlich ſtark überwiegen wird. Wie wir ſehen, iſt die Arbeit der Dampfmaſchine im todten Punkt der Couliſſe im Allgemeinen nicht = Null. Sie wird es auch, wie ſich noch zeigen wird, in der Regel nicht in Folge der ſchädlichen Widerſtände (w), die wir ſo eben unbeachtet ließen. Dieſe machen die Arbeit im todten Punkte entweder negativ oder laſſen ſie noch poſitiv, je nachdem ſie den (gewöhnlich) bleibenden Arbeitsüberſchuß überwiegen oder nicht. Durch Zuſammentreten mehrerer Umſtände kann das Nullwerden jener Arbeit allerdings eintreten, aber das bleibt dann immer ein einzelner Fall des allgemeinen Geſetzes, iſt aber nicht das Geſetz ſelbſt, indem es nicht durch die Einrichtung der Steuerung bedingt wird.

Betrachten wir nun die Maſchine, wenn ſie beim todten Punkt der Couliſſe in der anderen Richtung umläuft, ſo vertauſchen d und d_1, a und a_1, u und u_1 ihre Stellen. Auch hier wird begreiflich die Arbeit nicht Null, wenn ſie vorher nicht Null geworden iſt, ſondern es wird noch Arbeit zum Umtreiben der Maſchine übrig bleiben, aber zum Umtreiben in der der früheren entgegengeſetzten Richtung, weil nun der Dampf in a_1 expandirt. Man erhält alſo ein dem vorigen ſymmetriſch entgegengeſetztes Ergebniß. Dies gilt von allen Couliſſenſteuerungen, bei denen im todten Punkt $a = a_1$, $d = d_1$, $u = u_1$ wird. Wir erhalten hier alſo folgendes eigenthümliche, aber nun wohl begreifliche Ergebniß: Der todte Punkt dieſer Couliſſenſteuerungen liefert eine Dampfvertheilung, bei welcher die Arbeit der Maſchine nicht Null wird, ſondern bei der ſie in der Richtung umgetrieben oder aufgehalten wird, in der ſie eben umläuft.*)

Jenſeit des todten Punktes überwiegt die Vor-Einſtrömung ſehr bald die Einſtrömung um ein Bedeutendes, wobei nicht zu vergeſſen iſt, daß die Maſchine noch immer rechtsumlaufend gedacht wird; es entſteht eine negative Arbeit, welche dem Fortgang der Maſchine entgegenwirkt, ſich gewiſſermaßen zu der zu überwindenden Arbeit geſellt. Dieſe Gegenarbeit, die Wirkung des Gegendampfes, beginnt in der Nähe des todten Punktes und wächſt von da aus in einem ähnlichen Maße, wie die poſitive Arbeit auf der anderen Seite des todten Punktes.

Wenn die Maſchine, ſtatt rechts, links umläuft, ſo findet das Beſprochene in umgekehrter Ordnung ſtatt. Man hat ſich dafür die Pfeile in Fig. 19, Taf. 3, alle umgekehrt gerichtet zu denken. Hier giebt es für die unter dem todten Punkt gelegenen Grade poſitive Arbeit; der Nullpunkt der Arbeit liegt ſoviel über dem todten Punkt, als er vorher unter demſelben lag. Die weiteren Grade über dem todten Punkt geben Gegenarbeit.

Ganz ähnlich, wie mit der beſprochenen verhält es ſich mit den übrigen guten Couliſſenſteuerungen. Sie haben die allgemeine Eigenſchaft, für die eine Seite des todten Punktes poſitive, für die andere negative Arbeit zu liefern, wenn die Maſchine in einer beſtimmten Richtung umläuft, und dies Verhältniß zu wechſeln, ſobald der Sinn der Umdrehung geändert wird. Im todten Punkte wird im Allgemeinen noch Arbeit geleiſtet. Die beiden Nullpunkte der Arbeit liegen dieſſeit oder jenſeit des todten Punktes der Couliſſe, je nach dem Sinn der Drehung der Maſchine und der Stärke der Dampfſpannung. Wir können uns dies durch Zeichnung verſinnlichen. AB, Fig. 5, Taf. 3, ſei die Couliſſenlänge, von den Perpendikeln 4, 3, 2, ... —4 werde ſie bei den verſchiedenen Expanſionsgraden geſchnitten; O todter Punkt der Couliſſe. Dann kann NN_1 die Curve der Arbeiten beim Rechtsgang, N_2N_3 die der Arbeiten beim Linksgang vorſtellen. Die über AB fallenden Ordinaten

*) Dieſes muß ſich durch Proben mit Locomotiven auch nachweiſen laſſen, namentlich, wenn der Arbeitsüberſchuß poſitiv ausfällt. Die Axen einer ſolchen Locomotive wären zu entlaſten, d. h. die Triebräder frei zu ſtellen, und die Dampfſpannung recht hoch zu halten.

der Curven ſtellen poſitive, die unter AB fallenden negative Arbeit (Gegendampfwirkung) dar. Bei 0, dem todten Punkte der Couliſſe findet für Rechts- und für Linksgang noch poſitive Arbeit ſtatt. Bei x und x_1 liegen die Nullpunkte der Arbeit. Stellt man die Couliſſe beim Linksgang der Maſchine auf + 4, ſo wirkt der Dampf dem Fortgang der Maſchine mit der Arbeit AN_3 entgegen; geſchieht daſſelbe beim Rechtsgang, ſo treibt der Dampf die Maſchine mit der Arbeit AN weiter. Stellt man die Couliſſe beim Linksgang der Maſchine auf den todten Punkt, ſo wird ſie, wenn auch mit wenig Kraft, doch noch weiter,' d. h. links, umgetrieben; eben ſo ſtark wird ſie aber bei derſelben Couliſſenſteuerung rechts umgetrieben, wenn ſie im Rechtsumlauf begriffen iſt.

Nach dieſen Erklärungen kann nun dazu geſchritten werden, die Effecte einer mit Couliſſenſteuerung verſehenen Maſchine bei verſchiedenen Expanſionsgraden in Zahlen zu berechnen, und zwar ſoll dies für die folgenden Couliſſenſteuerungen geſchehen:

I. Die Stephenſon'ſche Couliſſenſteuerung mit offenen Excentricſtangen, Fig. 6; Diagramm in Fig. 19, Taf. 3.

II. Dieſelbe Steuerung mit gekreuzten Stangen, Fig. 7; Diagramm in Fig. 20, Taf. 3.

III. Die Gooch'ſche Couliſſenſteuerung, Fig. 8, deren Unterſuchung auch für die Heuſinger'ſche Steuerung Gültigkeit hat; Diagramm in Fig. 21, Taf. 3. Hier iſt wegen der Raumerſparniß die untere Hälfte des Netzes fortgelaſſen.'

Bei dieſen drei Beiſpielen ſollen die Voreilwinkel ſymmetriſch angenommen werden.

IV. Die erſte der obigen Steuerungen mit unſymmetriſchen Voreilwinkeln; Diagramm in Fig. 22, Taf. 3.

Was das Genauere über die unſymmetriſchen Voreilwinkel betrifft, ſo kann ich auf den vorhergehenden Artikel von Prof. Zeuner verweiſen. Hier möchte das Folgende darüber genügen. Bei ſymmetriſchen Voreilwinkeln, Fig. 9, fällt die Halbirungslinie OC des Winkels POP_1, den die beiden Excentricitäten einſchließen, immer dann in die Schubrichtung OX, wenn der Krummzapfen auf ſeinem todten Punkte ſteht. Bei unſymmetriſchen Voreilwinkeln dagegen, ſiehe Fig. 10, fällt OC bei den beiden todten Punkten der Kurbel nicht mit OX zuſammen, ſondern weicht um den Winkel α davon ab. Man findet dieſe Einrichtung an manchen Locomotiven in der Abſicht angebracht, dadurch den Vorwärtsgang der Maſchine gegenüber dem Rückwärtsgang zu begünſtigen; man kann nämlich dadurch erreichen, daß auch bei einer Steuerung mit veränderlichem Voreilen dieſes für den Vorwärtsgang ſehr nahe conſtant wird. Die unten folgende Rechnung wird indeſſen nachweiſen, daß bei einer ſolchen Verbeſſerung des Vorwärtsganges gar kein Vortheil für denſelben erreicht wird, wie auch ſchon Zeuner in ſeinem Aufſatze ausſpricht.

Der Einfachheit und des bequemen Vergleichens wegen wählen wir zu den Beiſpielen ganz dieſelben Grundabmeſſungen, welche oben beim erſten Beiſpiel angenommen wurden. Was das Beiſpiel IV betrifft, ſo wählen wir den Winkel α ſo, daß die Voreilungen des Schiebers beim Rechtsgang möglichſt conſtant ausfallen.

Betrachten wir dieſe Diagramme auf Taf. 3 etwas genauer, ſo müſſen wir die zugehörigen Steuerungen nach den im Bisherigen genommenen Einſichten als verbeſſerungsfähig erkennen. Wenn bei $p_2 = 1{,}4$ und $p_0 = 7$ das Expanſionsverhältniß bis zu 5 geſteigert werden darf und das Compreſſionsverhältniß nicht über 6 hinausgehen ſoll, ſo darf $\frac{s + d + a}{s + d}$ bis zu 5, hingegen $\frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1}$ nicht über 6 gehen, Verhältniſſe, welche bei mehreren Diagrammen zum Nachtheil der betreffenden Maſchine nicht eingehalten werden. Die obigen Quotienten kann man aber durch Aenderung der Deckungen und des ſchädlichen Raumes verändern. Namentlich läßt ſich die leicht zu groß ausfallende Compreſſion dadurch auf ihr richtiges Maß zurückführen, daß man dem Vor-Eintritt und dem ſchädlichen Raum eine paſſende Größe giebt. Daß eine Vergrößerung des ſchädlichen Raumes bei entſprechender ſonſtiger Einrichtung keinen Schaden bringt, haben wir oben geſehen. Hier können wir ſie trefflich benutzen, um wirklichen Uebelſtänden zu begegnen.

Bei der Steuerung I findet die ſtärkſte Expanſion beim todten Punkte der Couliſſe ſtatt, wo $\frac{s + d + a}{s + d}$ ſich etwas größer als 3 zeigt; die ſtärkſte Compreſſion findet ſich beim 2. Grade, wo $\frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1}$ etwa $4\frac{1}{2}$ beträgt. Beide Verhältniſſe dürfen alſo noch erhöht werden. Wir vergrößern dieſerhalb e auf e_1 und i auf i_1. Die daraus folgenden Aenderungen ſind durch punktirte Linien im Netz angegeben. Das Compreſſionsverhältniß hat numehr ſeinen größten Werth wieder beim 2. Grad und beträgt nun etwa $5\frac{1}{2}$; das Expanſionsverhältniß iſt beim todten Punkt auf 4 geſteigert worden.

Steuerung II zeigt zunächſt die Eigenthümlichkeit, daß der Schieber beim todten Punkte der Couliſſe gar keinen friſchen Dampf mehr einläßt. Hierdurch entſteht, obgleich die Einrichtung gut ſcheinen könnte, dennoch ein Uebelſtand. Die Ausſtrömung wird nämlich nach wie vor geöffnet; beim Rückgang beginnt alſo bei 5 die Einſperrung und Compreſſion. Die Spannung der letzteren wird aber, da $\frac{s + a}{s}$ über 16 beträgt, außerordentlich hoch. Beim Hingang dehnt

ſich nun zwar die comprimirte Luft auf das frühere Maß aus, weshalb ein Arbeitsverluſt nicht ſtattfindet, allein jene Spannung iſt für die Erhaltung der Dichtungen zu hoch. Wir vermeiden ſie durch Verkleinerung von a und a_1 und durch Vergrößerung von s, indem wir i auf ſeinen kleinſten zuläſſigen Werth, i_1, verringern und s auf ſeinen $1^3/_4$fachen Werth, s_0, erhöhen. Dadurch wird $\frac{s_0 + a_1}{s_0}$ auf etwa 7 herabgebracht. Wir hätten auch noch e vermindern können, allein dadurch wäre die Expanſion noch mehr verringert worden, als es durch die vorgenommenen Aenderungen ſchon geſchehen iſt. Man ſieht, daß die Expanſion beim 1. Grad am größten, nämlich nahe 3fach, iſt, während ſie bei ungeänderten Verhältniſſen ebenda $3^1/_8$fach iſt.

Bei Steuerung III, der Gooch'ſchen Steuerung, mit unveränderlichem Voreilen, wird die Compreſſion etwas zu groß; eine Vergrößerung des ſchädlichen Raumes auf das $1^1/_2$fache genügt, um dieſen Uebelſtand zu beſeitigen.

Bei Steuerung IV konnte das Expanſionsverhältniß, ähnlich wie bei Steuerung I, etwas verbeſſert werden. Es wird dieſes durch eine Vergrößerung von e auf e_1 erreicht.

Zur Berechnung der Effecte dienen die Formeln (3) und (4). Wir nehmen hier an, daß $p_0 = 7$ Atm. $= 70000^k$ pro Quadratmeter, $\frac{p_2}{p_0} = \frac{1,4}{7,0} = \frac{1}{5}$, $\frac{w}{p_0} = \frac{0,4}{7,0} = 0,0572$ ſei, und führen $E = 75$ Kilogrammeter ein. Man erhält dann:

$$\frac{F.l.n}{30.E} p_0 = F.l.n. \frac{70000}{30.75} = 31,11\, F.l.n,$$

oder, dies in (3) und (4) eingeſetzt, wenn man den Werth der Klammer in (3) mit X_r, den in (4) mit X_l bezeichnet, für den Rechtsgang:

$$\frac{N}{F.l.n} = 31,11\, X_r$$

und für den Linksgang:

$$\frac{N}{F.l.n} = 31,11\, X_l\ .$$

Für Steuerungen mit ſymmetriſchen Voreilwinkeln wird $X_r = X_l$, alſo die Effecte für den Links- und Rechtsgang gleichgroß, nicht aber für die mit unſymmetriſchen Voreilwinkeln. Deshalb iſt in der folgenden Tabelle für die erſten 3 Steuerungen immer nur die Gleichung für den Rechtsgang ausgewerthet, bei der Steuerung IV hingegen ſind Rechts- und Linksgang berechnet. Zur Verdeutlichung dieſer Ungleichheit der Effecte für Rechts- und Linksgang dient die Effectcurve $N_4 N_5$ in Fig. 5.

Tabelle A.

Verhältniſſe der Leitungen von Dampfmaſchinen mit verſchiedenen Steuerungen,

$p_0 = 7$ Atm., $\frac{p_2}{p_0} = \frac{1}{5}$, $\frac{w}{p_0} = \frac{0,4}{7}$.

Bezeichnung der Steuerung		Couliſſe geſenkt				Todter Punkt	Couliſſe gehoben			
		4. Grad	3. Grad	2. Grad	1. Grad	0	1. Grad	2. Grad	3. Grad	4. Grad
I.	1.	21,35	19,15	15,41	9,23	0,924	— 6,64	— 12,75	— 16,92	— 20,45
	2.	20,89	20,37	15,07	8,21	— 0,068	— 8,39	— 12,81	— 16,95	— 20,06
II.	1.	20,96	19,66	16,68	7,92	— 1,742	— 8,05	— 14,30	— 17,99	— 20,45
	2.	21,54	19,75	16,67	9,19	— 0,781	— 7,63	— 13,68	— 17,61	— 20,16
III.	1.	20,98	20,66	16,36	5,76	—	— 9,51	— 14,54	— 18,54	— 20,36
	2.	20,66	19,79	16,90	7,64	—	— 7,65	— 13,73	— 18,00	— 20,22
IV. rechts	1.	19,88	17,66	12,97	6,48	— 1,99	— 8,91	— 14,92	— 18,80	— 21,90
	2.	19,70	17,10	12,85	5,61	— 1,89	— 8,51	— 15,05	— 18,69	— 21,73
IV. links	1.	20,92	19,48	17,12	10,95	3,19	— 4,05	— 11,77	— 15,18	— 18,89
	2.	20,22	20,07	16,84	10,90	2,50	— 4,34	— 9,29	— 14,96	— 18,67
V.	—	22,68	22,27	19,01	15,52	9,97	—	—	—	—

Bei jeder Steuerung ſind die Werthe 1) diejenigen, welche den Abmeſſungen der erſten Annahme (der Zeuner'ſchen) entſprechen. Die mit 2) bezeichneten ſind diejenigen, welche man nach Anbringung obiger Verbeſſerungen erhält. Durch dieſe Verbeſſerungen wurde die Leiſtung, wie man ſieht, hier und da etwas vermehrt oder vermindert. Unter V ſind, behufs der Vergleichung, die Werthe angegeben, welche man nach Formel (5) für eine Maſchine ohne Vor-Einſtrömung, Einſperrung und Vor-Ausſtrömung erhält, die alſo etwa für eine Maſchine mit Gabelumſteuerung und beſonderer Expanſionsvorrichtung gelten können. Für die Expanſionsverhältniſſe $\frac{s+l}{s+d}$ wurden die Mittelwerthe eingeſetzt, und zwar wurde angenommen, daß $\frac{s+l}{s+d}$ geſtellt werden können:

für den 4., 3., 2., 1., 0. Grad der Couliſſe auf $\frac{1}{0{,}85}$, $\frac{1}{0{,}70}$, $\frac{1}{0{,}55}$, $\frac{1}{0{,}40}$, $\frac{1}{0{,}25}$.

Die Gegenarbeiten wurden bei dieſer Steuerung als unwichtig weggelaſſen. Auch hätte wegen ihrer eine beſondere Umſteuerungs-Vorrichtung angenommen werden müſſen.

Man ſieht, wie die Effecte bei den Couliſſenſteuerungen von Grad zu Grad abnehmen, und im todten Punkte faſt Null oder ſchon negativ werden, während bei V bei Null noch ein ziemlich ſtarker Effect übrig bleibt. Will man mittelſt der Tabelle die wirklichen Arbeiten in Pferdekräften finden, ſo hat man nur die Zahlen derſelben mit F.l.n zu multipliciren. Hat z. B. eine Locomotivmaſchine $0{,}^{m}35$ Cylinderdurchmeſſer, $0{,}^{m}60$ Kolbenhub und macht 100 Umdrehungen pro Minute, ſo iſt $F.l.n = 0{,}096.0{,}6.100 = 5{,}76$. Eine ſolche Maſchine giebt demnach, wenn ſie Steuerung I 1) hat, auf dem 4. Grad bei geſenkter Couliſſe beim Vorwärtsgang: $5{,}76.21{,}35 = 122{,}98$ Pferdekräfte, beide Maſchinen der Locomotive zuſammen alſo $2.122{,}98 = 245{,}96$ Pferdekräfte. Geſetzt man ſtelle nun die Couliſſe auf den todten Punkt, ſo giebt die Maſchine noch $5{,}76.0{,}924 = 5{,}32$ Pferdekräfte. Denſelben Effect würde ſie auch beim todten Punkt der Couliſſe geben, wenn ſie vorher im Linksgang begriffen geweſen wäre. Hebt man die Couliſſe (bei fortdauerndem Rechtsgang mit 100 Umdrehungen pro Minute) auf den 3. Grad, ſo wird dem Fortlauf mit $5{,}76.16{,}92 = 97{,}46$ Pferdekräfte *entgegengewirkt*, eine Gegenwirkung, die übrigens mit abnehmender Geſchwindigkeit der Maſchine auch abnimmt. Steuerung II zeigt im todten Punkte ſchon negative Arbeit, ebenſo Steuerung IV beim Rechtsgang. Bei III wurde für den todten Punkt keine Zahl angegeben, weil hier, wie oben bemerkt, kein Dampfeintritt ſtattfindet und unſere Formel für den dann eintretenden Zuſtand keinen richtigen Werth liefern kann. Auffallend ſind die Zahlen bei IV. Während man nämlich glaubt, durch Conſtantmachen des Voreilens den Rechtsgang dem Linksgang gegenüber zu begünſtigen, zeigt ſich hier, daß, was die Größe des Effectes angeht, gerade das Gegentheil hervorgebracht worden iſt. Der Linksgang zeigt für die poſitiven Effecte durchgängig beſſere Werthe, als der Rechtsgang.

Zu bemerken iſt übrigens noch, daß die Werthe in der Nähe des todten Punktes für I bis IV ſämmtlich etwas größer ſein möchten, als ſie in der Wirklichkeit ſich finden dürften, weil in unſerer Rechnung *die Verengung der Dampfwege beim Dampfeintritt nicht berückſichtigt worden iſt*. Dies würde die Werthe der drei mittleren Spalten, als etwas zu hoch erſcheinen laſſen. Eine Berückſichtigung jener Verengung konnte nicht geſchehen, weil dieſelbe in keinem Zuſammenhange mit den übrigen Größen ſteht und bei verhältnißmäßig großem Schieberhub z. B. gar nicht vorzukommen braucht.

II.

Während wir aus der obigen Tabelle das Zu- und Abnehmen der Leiſtung einer Locomotivmaſchine mit einer der obigen Steuerungen wohl beurtheilen können, giebt dieſelbe für einen anderen ſehr wichtigen Gegenſtand der Unterſuchung keinen Maßſtab, nämlich für den *Wirkungsgrad*, das *Nutzeffect-Verhältniß*, unter welchem jene Leiſtungen hervorgebracht werden. Erſt eine nähere Kenntniß dieſes Verhältniſſes wird einen richtigen Vergleich zwiſchen den einzelnen Steuerungen ermöglichen.

Eine Dampfmaſchine arbeitet um ſo günſtiger, je kleiner das Dampfquantum iſt, welches ſie pro Pferdekraft der geleiſteten nützlichen Arbeit verbraucht, und wird demnach eine Ermittelung des verhältnißmäßigen Dampfverbrauchs oder der Leiſtungen für den gleichen Dampfverbrauch, über das Verhältniß des Brennſtoffverbrauches den beſten Aufſchluß geben.

Beim Beginn des Vor-Eintrittes herrſcht vor dem Kolben die Spannung p_3; mit Dampf von dieſer Spannung iſt dann der ſchädliche Raum und der des Vor-Eintrittes gefüllt. Iſt $p_3 = p_0$, ſo braucht der Keſſel keinen neuen Dampf in den Dampfweg zu bringen, im Gegentheil, es tritt vorerſt noch das Dampfquantum $F.d_1$ aus dem Dampfweg in den Schieberkaſten heraus, indem es von dem durch d_1 fortſchreitenden Kolben verdrängt wird. Man ſieht hier, wie überflüſſig das Voreilen des Schiebers ſein würde, wenn deſſen ſo häufig vorausgeſetzter Zweck der richtige wäre, nämlich der, die Dampfcanäle und ſchädlichen Räume zeitig mit Dampf zu füllen. Der wahre Zweck beſteht einestheils im Reguliren der Spannung p_3 und anderntheils, was übrigens weit unwichtiger iſt, darin, die Dampfwege beim Schubbeginne ſchon weit offen zu machen. Iſt $p_3 \lesseqgtr p_0$, ſo muß der Keſſel entweder die Spannung im ſchädlichen Raum und in $F.d_1$ erhöhen, oder der Dampf in dieſen Räumen giebt von ſeiner erlangten Spannung an den Keſſeldampf ab. Nehmen wir an, die Menge des in den genannten Räumen enthaltenen Dampfes ſei deſſen Spannung p_3 proportional, was hier ohne merklichen Fehler geſchehen kann, ſo läßt ſich die Dampfmenge, welche jeder Kolbenſchub gebraucht, leicht berechnen. Iſt dieſes Dampfvolumen $= V$, ſo hat man:

$$V = F.l\frac{s+d}{l} - F.l\frac{s+d_1}{l}\frac{p_3}{p_0}.$$

Nun iſt aber, wie oben gezeigt wurde,

$$p_3 = p_2\frac{s+d_1+a_1}{s+d_1} \text{ und ſomit}$$

$$V = F.l\left\{\frac{s+d}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d_1+a_1}{l}\right\} \text{ woraus:}$$

$$F.l = \frac{V}{\frac{s+d}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d_1+a_1}{l}}. \qquad (7)$$

Führt man dieſen Werth in die Formeln (3) und (4) ein, ſo erhält man zwei neue allgemeine Gleichungen für die Dampfmaſchine mit irgend einer Steuerung, welche die Leiſtung des Dampfvolumens angeben. Bezeichnen wir die eingeklammerten Werthe in (3) und (4) durch X, ſo hat man:

$$N = \frac{V}{\frac{s+d}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d_1+a_1}{l}} \frac{n.p_0}{30E} X \qquad (8)$$

wobei für X beim Rechtsgang der Maſchine X_r und beim Linksgang X_l einzuſetzen iſt.

Für die Expanſionsmaſchine ohne Einſperrung und Vor-Eintritt [ſiehe Formel (5) und (6)] werden d_1 und $a_1 = 0$, mithin:

$$F.l = \frac{V}{\frac{s+d}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s}{l}}.$$

Nun wird aber das letzte Glied im Nenner in der Regel ſehr klein, ſo daß man hier ſetzen darf:

$$F.l = \frac{V}{\frac{s+d}{l}}.$$

Sind die Klammerwerthe in (5) und (6) $= X'$, ſo hat man demnach für die letztgenannten Expanſionsmaſchinen:

$$N = \frac{V}{\frac{s+d}{l}} \frac{n\,p_0}{30E} X' \qquad (9)$$

wobei wieder für X' bei Rechts- und Linksgang der Maſchine verſchiedene Werthe einzuführen ſind.

Bei der reinen Volldruckmaſchine wird auch $d = l$, ſo daß man für dieſe hat:

$$F.l = \frac{V}{\frac{s+l}{l}}.$$

Als Ausgangspunkt für die Vergleichung der Effecte wollen wir nun eben die reine Volldruckmaſchine wählen, d. h. die Dampfmaſchine ohne Expanſion, Einſperrung, Vor-Eintritt und Austritt. Bei derſelben ſind a, u, d_1 und a_1 = Null, d und $u_1 = l$. Dieſe Werthe und den letzten für F.l in die Gleichung (3) eingeführt, giebt, wenn man zur Unterſcheidung dieſen Effect mit N_0 bezeichnet:

$$N_0 = \frac{V}{\frac{s+l}{l}} \frac{n\,p_0}{30E}\left(1 - \frac{p_2+w}{p_0}\right). \qquad (10)$$

Nun können wir leicht die verhältnißmäßige Leiſtung der verſchiedenen Maſchinengattungen finden, indem wir in (8), (9) und (10) die Werthe von V, n, p_0, $\frac{p_2}{p_0}$ und $\frac{w}{p_0}$ gleichgroß annehmen, und die beiden erſten Gleichungen in die letzte dividiren. V und $\frac{n\,p_0}{30E}$ fallen dann aus und man erhält Folgendes:

1. Für die Maſchinen mit Couliſſenſteuerung:

$$\frac{N}{N_0} = \frac{\frac{s+l}{l}}{\frac{s+d}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s+d_1+a_1}{l}} \cdot \frac{X}{1 - \frac{p_2+w}{p_0}}; \qquad (11)$$

2. für die Expanſionsmaſchinen ohne Einſperrung und Vor-Eintritt:

$$\frac{N}{N_0} = \frac{\frac{s+l}{l}}{\frac{s+d}{l}} \cdot \frac{X'}{1 - \frac{p_2+\omega}{p_0}}. \qquad (12)$$

Die ſich ergebenden Zahlen bezeichnen den Wirkungsgrad oder das Nutzeffectverhältniß der betreffenden Maſchine für den Fall, daß der Wirkungsgrad der reinen Volldruckmaſchinen = 1 angenommen wird. Hierbei iſt zu erwarten, daß die Expanſionsmaſchinen auf jeden Fall einen beſſeren Wirkungsgrad haben, als die reine Volldruckmaſchine, d. h., daß die Formeln (11) und (12) Werthe liefern müſſen, die größer als Eins ſind.

Um für unſere Beiſpiele aus den letzten Formeln Zahlenwerthe entwickeln zu können, haben wir nur wieder $\frac{p_2}{p_0} = \frac{1}{5}$ und $\frac{w}{p_0} = \frac{0{,}4}{7}$ einzuführen und für s, d, a u. ſ. w. die oben angewandten Werthe einzuſetzen, worauf wir wieder eine Vergleichungstabelle aufſtellen können. Durch Einführung der conſtanten Größen erhält man aus (11) für die Maſchinen mit Couliſſenſteuerungen (I bis IV):

$$\frac{N}{N_0} = \frac{1{,}4\,X}{\frac{s+d}{l} - 0{,}2\frac{s+d_1+a_1}{l}}.$$

Bei den Steuerungen I bis III unterſcheiden ſich die Werthe von X für Rechts- und Linksgang nicht; bei IV ſind die Umdrehungsrichtungen zu unterſcheiden.

Aus (12) ergiebt ſich für die einfache Expanſionsmaſchine (V):

$$\frac{N}{N_0} = \frac{1{,}4\,X'}{\frac{s+d}{l}}.$$

Nach dieſen beiden Formeln iſt die folgende Tabelle berechnet, deren Anordnung aus der vorigen klar ſein wird. Die Wirkungsgrade der Gegendampfarbeiten ſind als unwichtig weggelaſſen.

Tabelle B.

Wirkungsgrade für Dampfmaſchinen mit verſchiedenen Steuerungen, wenn derjenige der reinen Volldruckmaſchine = 1 geſetzt wird,

$$p_o = 7 \text{ Atm.}, \quad \frac{p_2}{p_o} = \frac{1}{5}, \quad \frac{w}{p_o} = \frac{0{,}4}{7}.$$

Bezeichnung der Steuerung		Couliſſe geſenkt				Todter Punkt
		4. Grad	3. Grad	2. Grad	1. Grad	
I.	1.	1,19	1,26	1,38	1,46	0,670
	2.	1,20	1,39	1,45	1,53	—
II.	1.	1,16	1,26	1,47	1,44	—
	2.	1,17	1,24	1,43	1,59	—
III.	1.	1,15	1,33	1,44	1,49	—
	2.	1,11	1,21	1,40	1,63	—
IV. rechts	1.	1,19	1,30	1,35	1,39	—
	2.	1,17	1,29	1,41	1,36	—
IV. links	1.	1,10	1,19	1,36	1,41	1,06
	2.	1,19	1,24	1,39	1,53	0,98
V.	—	1,15	1,37	1,50	1,66	1,76

Die in dieſer Tabelle zuſammengeſtellten Ergebniſſe der obigen Formeln ſind höchſt bemerkenswerth, und geben, wenn man ſie mit den Werthen in Tabelle A zuſammenſtellt, vollſtändigen Aufſchluß über die Couliſſenſteuerungen. Was vorerſt die Genauigkeit der Angaben anbetrifft, ſo iſt zu beachten, daß hier, wie bei der vorigen Tabelle, die Werthe für den 1. Grad und für den todten Punkt gewöhnlich niedriger ausfallen möchten, als hier angegeben iſt, weil meiſtens bei dieſen Graden eine Verengung der Dampfwege durch den Schieberlappen entſteht. Es gilt dies namentlich von den Steuerungen I bis IV. Dies berückſichtigt, muß zunächſt auffallen, daß ſich alle 4 Couliſſenſteuerungen wirklich wenig an Güte der Dampfbenutzung unterſcheiden. Man wird dies um ſo eher gelten laſſen, wenn man bedenkt, daß der zu Grunde liegende Wirkungsgrad der reinen Volldruckmaſchine ſelbſt kein großer Theil des Wärme-Aequivalentes des aufgewandten Brennſtoffes iſt. Rechnet man für die gewöhnlichen Ausführungen auf die oben angedeutete Verminderung der Zahlen in der 4. und 5. Spalte, ſo ſieht man, daß die beſte Leiſtung etwa zwiſchen dem zweiten und erſten Expanſionsgrad liegt, ein Ergebniß, welches mit der zu Anfang erwähnten handgreiflichen Praxis des Locomotivenführers ganz übereinſtimmt. Fernerhin zeigt ein Vergleich mit den Zahlen von V, daß die Couliſſenſteuerungen wirklich eine recht gute Benutzung der Expanſion des Dampfes liefern, indem die Werthe des 2. und 3. Grades bei I bis IV nicht weit unter dem von V bleiben. Es iſt dieſes einestheils geradezu der benutzten Expanſionswirkung des Dampfes und anderentheils der Unſchädlichmachung der ſchädlichen Räume, alſo mittelbar der für ſo nachtheilig gehaltenen Einſperrung zuzuſchreiben. Recht deutlich zeigt ſich, daß das Conſtanthalten des Voreilens ganz nutzlos iſt. Denn die Werthe von Steuerung III der Gooch'ſchen mit conſtantem Voreilen, ſind nicht beſſer, als die von Steuerung I und II. Auch bei Steuerung IV ſieht man deutlich, daß das vermeintliche Begünſtigen des Vorwärts- (Rechts-) Ganges gegenüber dem Rückwärtsgang gar keinen Nutzen bringt, indem die zuſammengehörigen Werthe ſich bei Rechts- und Linksgang wenig unterſcheiden. Die oben angebrachten Verbeſſerungen, deren Wirkung man überall bei 2. ſieht, haben einige Male den Wirkungsgrad erhöht, andere Male ihn ein Wenig erniedrigt, im Ganzen aber keine großen Veränderungen hervorgebracht. Es iſt dies ein ſehr befriedigendes Ergebniß. Denn durch jene Verbeſſerungen wurden wirkliche Uebelſtände der betreffenden Steuerungen beſeitigt, deren Einflüſſe übrigens in den Werthen 1. nicht zu bemerken ſind, weil ſie nicht in die Rechnung hineingezogen wurden.

Der wichtigſte Unterſchied zwiſchen der veränderlichen Expanſion der Couliſſenſteuerungen und einer gewöhnlichen veränderlichen Expanſion läßt ſich endlich hier nochmals recht deutlich hervorheben. Mit wachſender Expanſion liefert die Dampfmaſchine bei beiden Steuerungen einen abnehmenden Effect unter zunehmendem Wirkungsgrad. Die gewöhnliche Steuerung bringt dieſe Wirkung nur durch Verkürzung des Dampfeintrittes hervor; die Couliſſenſteuerung aber vergrößert zugleich die Vor-Einſtrömung und die Einſperrung, und ſchiebt dadurch eine mit der Abſperrung wachſende Gegenwirkung ein, welche in der Nähe des todten Punktes der poſitiven Arbeit gleich wird, und dieſelbe jenſeit des todten Punktes immer mehr überwiegt.

III.

Zum Beſchluß der nun vollendeten Unterſuchung will ich deren Hauptergebniſſe hier nochmals bündig zuſammenſtellen. Was die Couliſſenſteuerungen in ihrer Anwendung auf die Locomotive anbetrifft, ſo hat ſich Folgendes herausgeſtellt:

1. Die Couliſſen ſind, einer viel verbreiteten Meinung entgegen, recht gut geeignet, die Expanſion des Dampfes zu benutzen, indem ſie bei den jetzt allgemein angewandten hohen Dampfſpannungen der Locomotiven ganz gute Wirkungsgrade geben. Sie beſitzen dabei die gute Eigenſchaft der Maſchinen mit veränderlicher Expanſion, bei minderem Kraftbedarf bis zu einem gewiſſen Punkte einen geſteigerten Wirkungsgrad zu geben.

2. Das Conſtanterhalten des linearen Voreilens bei Veränderungen der Expanſion iſt höchſt unwichtig, manch-

mal ist eine Veränderlichkeit des Voreilens sogar noch besser; somit ist das vielbetriebene Aufsuchen von Steuerungsmechanismen für constantes Voreilen nutzlos.

3. Die Coulissensteuerungen besitzen nicht die ihnen gewöhnlich zugeschriebene Eigenschaft, in ihrem todten Punkte eine wirkungslose Dampfvertheilung zu geben, sondern sie hemmen oder fördern in jener Stellung den Gang der Maschine je nach den Dampfspannungen.

4. Die verschiedenen Arten der Coulissensteuerungen unterscheiden sich hinsichtlich der Güte ihrer Dampfvertheilung so zu sagen gar nicht von einander, indem man bei gut gewählten Abmessungen für alle eine gleich gute Wirkung der Dampfvertheilung erhalten kann. Man kann deshalb von den verschiedenen Arten in jedem besonderen Falle diejenige wählen, die vermöge ihrer constructiven Ausführung gerade am passendsten ist.

5. Die so vielfach für nachtheilig gehaltene Dampfeinsperrung oder Compression, welche die Coulissensteuerungen hervorbringen, ist nicht schädlich, sondern hat bei gut gewählten Abmessungen noch

6. die gute Wirkung, den Dampfverlust, den sonst die schädlichen Räume herbeiführen, ganz zu verhüten.

7. Im Zusammenhange damit ist es manchmal gerathen, die schädlichen Räume sogar größer zu machen, als ihr kleinstes zulässiges Maß.

So weit die Locomotivmaschinen. Allein auch für die Dampfmaschinen im Allgemeinen lassen sich nützliche Folgerungen aus den obigen Untersuchungeu ziehen.

Es wird ohne Weiteres für alle Dampfmaschinen zu empfehlen sein, die Steuerung so viel Einsperrung hervorbringen zu lassen, daß dadurch die schädlichen Räume unnachtheilig gemacht werden. Dies wird bei allen Dampfmaschinen von großer Leistung, z. B. bei den Wasserhebungsmaschinen, wenn auch nicht viele Procente, so doch immer eine sehr große Ersparniß an Dampf, also an Brennmaterial, herbeiführen. Auf bestehenden Wasserhebungsmaschinen brauchte man nur das Schließen des Auslaßventiles früher eintreten zu lassen. Ueberhaupt sind Steuerungen jeder Art leicht so einzurichten, daß sie Einsperrung hervorbringen.

Tabelle B lehrt übrigens auch, daß der beste Wirkungsgrad der Coulissensteuerungen bei Locomotiven nicht so hoch ist, daß man deswegen unbedingt an ihnen festhalten müßte. Sie würden sich durch jede andere, zum Umsteuern gut geeignete Vorrichtung ersetzen lassen, deren Wirkungsgrad beim mittleren Effect etwa 1,30 bis 1,40 betrüge.

Indem ich noch manche andere, nicht uninteressante Betrachtung über die Dampfmaschine unberührt lasse, möchte ich schließlich noch auf eine, aus der obigen Entwickelung als sehr empfehlenswerth hervorgehende Anwendung der Coulissensteuerung aufmerksam machen. Es ist dies die, meines Wissens bis jetzt noch nicht versuchte Verwendung derselben als Regulator-Expansion, hierunter eine Expansionsvorrichtung verstanden, welche, je nach dem Effectbedarf, durch einen Kugelregulator verstellt wird. Die Vortrefflichkeit derartiger Vorrichtungen, die namentlich durch Meyer vielfach angewandt worden sind, ist bekannt. Die Coulissensteuerungen sind aber hierzu aus mehreren Gründen zu empfehlen, namentlich, wenn man keine übertriebenen Anforderungen an die Expansionswirkung stellt. Die Einrichtung würde so zu treffen sein, daß der Regulator bei seinem Ausschlagen unter Vermittelung irgend eines Mechanismus die Coulisse verschöbe. Eine solche Effectregulirung wird zunächst sehr empfindlich sein; denn wie man aus Tabelle A sieht, verändert die Verstellung der Coulisse um einen einzigen Grad den Effect der Maschine schon sehr bedeutend, namentlich, wenn man z. B. vom 2. Grad ausgeht. Die betreffende Maschine wird dabei, wenn sie mit Hochdruck ohne Condensation arbeitet, einen in der That recht guten, und mit Condensation sogar einen sehr hohen Wirkungsgrad haben. Für Spinnerei-Dampfmaschinen (Woolf'sche) möchte die Einrichtung sehr werthvoll sein, namentlich bei Anwendung eines paraboliſchen oder eines pseudo-paraboliſchen Regulators. Dann aber wird die Vorrichtung noch eine zweite sehr schätzbare Eigenschaft haben. Sie wird nämlich auch im Falle einer plötzlichen gänzlichen Entlastung der Maschine, z. B. in Folge eines Triebwerkbruches oder dergleichen, dieselbe am Rascherlaufen hindern, indem sie ihr bei einem derartigen Versuch sogleich Gegendampf giebt. Dazu brauchte nämlich die Coulisse nur so angebracht zu sein, daß ein zu starkes Ausschlagen des Regulators sie über den todten Punkt hinausschiebt. Die Maschine wird also hinsichtlich ihrer Regulirbarkeit Nichts zu wünschen übrig lassen. Es bedarf wohl nur dieser Anregung, um strebsame Constructeurs zum Versuchen der vorgeschlagenen Einrichtung zu veranlassen.

(Programm des eidgenössischen Polytechnikums: 1856—1857.)

Eine bremsdynamometrische Messung bei einer Dampfmaschine.

Von dem

Maschinen-Ingenieur **V. Tanberth,**

Betriebs-Oberinspector der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn.

(Hierzu Tafel 6, Figur 11.)

Dynamometrische Messungen, in ihrem theoretischen Theile so einfach, haben in der praktischen Ausführung bisweilen ihre Schwierigkeiten, und mancher Praktiker hat sie unterlassen, weil er die Vorbereitungen für zu kostspielig, das Resultat für zweifelhaft hielt. Es erscheint oft ungemein umständlich, sich in den Besitz eines Bremsdynamometers zu setzen, und wenn auf dem Wege der Darleihung, von der Sammlung einer technischen Schule z. B., ein solches erlangt wird, so paßt es vielleicht hinsichtlich seiner Dimensionen nicht für den vorliegenden Fall, und schließlich hat das Auflegen der Gewichte auf die Wagschale bei den unvermeidlichen Schwankungen des Hebels seine große Schattenseite.

Nun kam mir kürzlich bei einer Differenz zwischen einem Dampfmaschinen-Lieferanten und Empfänger der betreffenden Maschine, wobei ich als Sachverständiger fungirte, der Fall vor, die Kraftleistung der Maschine, die 8 Pferdekraft betragen sollte, messen zu müssen. Die Hauptwelle (Schwungradwelle) war nur $4^1/_8$ Zoll stark, demnach zu schwach, um den Zaun unmittelbar darauf anbringen zu können; sie lag aber auch zu tief, um einen Muff von vielleicht 12 bis 18 Zoll Durchmesser darauf befestigen zu können. Es blieb nichts übrig, als die auf der Hauptwelle befestigte große Treibriemenscheibe von circa 50 Zoll sächs. Durchmesser und 8 Zoll Breite als Angriffspunkt für das Bremsdynamometer anzunehmen, selbst auf die Gefahr hin, daß die Umdrehungs- oder Umfangs-Geschwindigkeit hier bereits eine bedeutende war.

Um das Dynamometer, dessen Gestalt bekanntlich jede beliebige sein kann, recht billig herzustellen, construirte ich dasselbe aus bloßem flachen Walzeisen von $2^3/_4$ Zoll Breite und 1 Zoll Dicke und zwar ohne irgend welche Ausschmiedung dieses Eisens, so daß es nach gemachtem Gebrauche wieder, abgesehen von den wenigen durchgebohrten Löchern, vollkommen als Flacheisen verwendbar blieb. Der Verfertiger lieferte das ganze Instrument zu 5 Ngr. pro Pfund und nahm es zur Hälfte dieses Preises als Material wieder zurück.

Anstatt einer Wagschale wurde eine Locomotivfederwage angewendet ganz in der Weise, wie die Figur das Nähere erläutert.

Die Zusammensetzung des Instrumentes selbst bedarf keiner Erläuterung; die Zeichnung erklärt den höchst einfachen Mechanismus selbst. Die durch den Handgriff B bewegliche Bremsschraube hat das Gewinde in einer an den Haupthebelarm angenieteten Mutter m und preßt mittelst eines aufgeschweißten Ansatzringes R den einen Schenkel mit seinem gußeisernen Backen gegen die Riemenscheibe, während der äußere Schenkel mit seinem gußeisernen Backen fest mittelst einer Strebe an den Hauptarm angemacht ist. Damit der letztere nicht auf dem Umfange der Riemenscheibe aufschleife, wurde bei C ein Stück Holz lose untergelegt.

Wegen der größeren Geschwindigkeit am Umfange der Riemenscheibe wurde während der verschiedenen, immer wenigstens 10 Minuten lang andauernden Versuche auf die gußeisernen Backen Seifenwasser mittelst eines Pinsels aufgetragen.

Die Versuche waren vollständigst entsprechende. An der Federwage zeigten sich allerdings Schwankungen von einigen Pfunden auf und ab, und wurde hiervon das Mittel als angezeigtes Gewicht angenommen. Zu größerer Sicherheit wurde nach geschehener Messung der an der Wage (oder an den beiden Wagen, denn es waren, da keine über 100 Pfund anzustrengen war, deren zwei gleichzeitig eingehängt) markirte Gewichtsstrich nochmals durch eigentliches Gewichtanhängen geprüft. Die Richtung des Zuges der Federwage war rechtwinkelig zu der Linie Wa, welche ihrerseits zu $118^3/_4$ Zoll sächs. ausgemessen wurde.

Durch die ersten der verschiedenen angestellten bremsdynamometrischen Messungen sollte zunächst ermittelt werden, welche Kraft die Maschine geleistet hatte, als deren Wasser- und Kohlenverbrauch festgestellt worden war. Sie hatte damals bei regelmäßigem Betriebe der Fabrik im Durchschnitte 44 Spiele bei 36 Pfund Ueberdruck gemacht. Nun wurde für den Zweck der dynamometrischen Messung durch Entlasten der Ventile der Dampf auf 36 Pfund Ueberdruck dauernd normirt, und durch versuchsweises Anziehen und Lüften der Bremsschraube bei B die Bremsung so regulirt, daß die Maschine andauernd 44 Spiele machte. Als dies erreicht war, zeigte die Federwage eine Belastung des Hebels durch die erzeugte Reibung von $57^1/_2$ Pfund an; nämlich im Zustande der Ruhe markirte das Instrument durch sein

Eigengewicht an der Federwage 53 Pfund, beim richtigen Gange (nämlich bei 44 Spielen der Maschine) aber markirte die Wage 110½ Pfund, so daß 57½ Pfund als dynamometrische Belastung durch den Maschinenbetrieb verblieben.

Aus diesem Resultate nun berechnet sich die Leistung L der Maschine in Fußpfund pro Secunde ausgedrückt (nach Weisbach, „Ingenieur", S. 100) zu

$$L = \frac{\pi . u . s}{30} . (G - G')$$

wobei

G	das ganze markirte Gewicht; hier . .	110½ Pfund,
G'	das Eigengewicht des Bremses; hier .	53 "
s	die Länge des Hebelarmes, woran das Gewicht wirkt in Fußen; hier . .	$\frac{118\frac{3}{4}}{12}$ "
u	die Anzahl der Umdrehungen der Welle, wie solche constant geworden; hier .	44 "
π	seinen Werth 3,1416,	

bezeichnen. Hieraus ergiebt sich ferner durch Einsetzung der Werthe:

$$L = \frac{3{,}1416 . 44 . \frac{118\frac{3}{4}}{12}}{30} (110\frac{1}{2} - 53)$$

$$L = \frac{235963{,}6}{90} = 26218{,}2 \text{ Fuß-Zollpfund pro Sec.}$$

Da nun 1 Pferdekraft = 75 Kilogramme in der Secunde 1 Meter hoch gehoben entspricht, so giebt dies auf Zollgewicht und sächsisches Maß reducirt 75 Kilogrammmeter = 530 Fuß-Zollpfund und demnach obige Leistung L in Pferdekräften:

$$L = \frac{26218{,}2}{530} = 4{,}94 \text{ Pferdekräfte.}$$

Später mehrfach unter anderen Verhältnissen in ganz ähnlicher Weise vorgenommene Messungen gaben in derselben Modalität berechnet ganz sichere und in keiner Beziehung anzuzweifelnde Resultate und ich darf allen Denen, welche bremsdynamometrische Messungen zu machen haben, insbesondere die von mir in diesem Falle adoptirte Anwendung von Federwagen, anstatt Aufsetzen von Gewichten auf eine Wagschale, dringend empfehlen.

Dampfmaschine mit drei Cylindern, mit Expansion und Condensation.

Von

Legavrian,

Ingénieur-constructeur in Lille.

(Hierzu Tafel 7.)

Die im Folgenden beschriebene Dampfmaschine, auf deren Construction Legavrian Patente genommen hat, unterscheidet sich von anderen Maschinen wesentlich dadurch, daß bei ihr bedeutende Ersparniß an Constructions- und Brennmaterial, so wie eine sehr regelmäßige Bewegung erzielt wird. Diese wichtigen Verbesserungen gehen aus einer ganz neuen Anordnung der Maschine hervor, indem sich neben dem gewöhnlichen Dampfcylinder noch zwei größere Cylinder befinden, in denen der vom kleinen Cylinder kommende Dampf weiter durch Expansion wirkt. Im Grunde hat also die Maschine Aehnlichkeit mit der Woolf'schen Maschine, bei der die Expansion ebenfalls in einem anderen Cylinder fortgesetzt wird, im Uebrigen aber findet ein wesentlicher Unterschied insofern statt, als bei der neuen Maschine die beiden größeren Cylinder den Dampf abwechselnd aus dem kleineren Cylinder erhalten und die Kolben derselben eine Geschwindigkeit besitzen, die nur halb so groß, als die des kleineren Kolbens ist. Um die hieraus hervorgehende eigenthümliche Wirkungsweise des Dampfes so wie die große Zweckmäßigkeit der ganzen Vorrichtung deutlicher hervorzuheben, wenden wir uns sofort zur Beschreibung der auf Tafel 7 abgebildeten Maschine. Diese für eine Leistung von 80 Pferdekraft nach dem neuen System construirte Maschine ist neuerdings zum Betriebe einer Spinnerei in Turcoing aufgestellt worden, nachdem eine andere Maschine nach gleichem System schon seit einem Jahre zur vollkommensten Befriedigung arbeitete.

Fig. 1, Taf. 7, giebt einen Verticaldurchschnitt durch die 3 Cylinder und Fig. 2 einen solchen durch die Welle des mittelsten Cylinders.

Fig. 3 ist ein Grundriß und Fig. 4, 5 und 6 endlich geben Details der Vertheilungsschieber. Die 3 Cylinder stehen in derselben Verticalebene und jeder derselben ist mit einem gußeisernen Mantel umgeben.

In den mittleren Cylinder A tritt der Dampf vom Kessel aus und wirkt hier ganz wie gewöhnlich; links und

rechts von dieſem ſtehen die beiden größeren Cylinder C C_1, die beide von gleicher Größe ſind und von denen jeder einen Inhalt hat, der ungefähr 5 Mal größer, als der des kleinen Cylinders iſt, von dem ſie abwechſelnd den Dampf erhalten, um ihn weiter durch Expanſion nutzbar zu machen.

Die beiden Kolben D und D_1 haben eine etwas größere Hubhöhe, als der Kolben B des kleineren Cylinders, und bewegen ſich überdies mit einer Geſchwindigkeit, die nur ungefähr die Hälfte von der des kleineren Kolbens iſt. Die Bewegung der Kolben mit verſchiedener Geſchwindigkeit iſt von beſonderer Wichtigkeit für das ganze Syſtem, wie aus dem Weiteren hervorgeht, und wird auf folgende Weiſe erreicht.

Ueber dem kleinen Cylinder liegt die Hauptwelle H und wird von dem Kolben des kleineren Cylinders direct in Bewegung geſetzt; in das auf dieſer Welle ſitzende Zahnrad R greifen zwei andere, Q und Q_1, ein, die einen doppelt ſo großen Durchmeſſer haben und auf den beiden Wellen H^1H^2 ſitzen, von denen jede ihre Bewegung von den darunter befindlichen Kolben der Expanſionscylinder erhält. Die Kraft, welche der Dampf alſo während ſeiner Expanſion in den beiden größeren Cylindern entwickelt, wird ebenfalls nach der Hauptwelle H übertragen. Da aber die beiden Zahnräder Q^1 und Q^2 einen doppelt ſo großen Durchmeſſer, wie R haben, ſo machen die Wellen H^1 und H^2 nur halb ſo viel Umdrehungen, wie H, woraus ferner folgt, daß auch die Kolben in den größeren Cylindern nur eine Geſchwindigkeit beſitzen, die gleich der Hälfte der Geſchwindigkeit des Kolbens im kleineren Cylinder iſt, oder mit anderen Worten: während der kleinere Kolben die ganze Hubhöhe durchläuft, machen die größeren nur den halben Hub.

Die drei Kurbeln haben eine ſolche Stellung gegen einander, daß immer einer der größeren Kolben mit dem kleinen gleichzeitig am Ende des Hubes ſteht, der andere größere Kolben ſich aber in dieſem Momente gerade in der Mitte des Hubes befindet. Die beiden Krummzapfen der größeren Cylinder ſtehen daher ungefähr unter rechtem Winkel gegeneinander und der Krummzapfen des kleineren Cylinders ſteht bei Beginn des Hubes mit einem der vorher genannten in gleicher Richtung. Um nun die bei dieſer Maſchine ſtattfindende Dampfvertheilung überſichtlicher vorzuführen, benutzen wir Fig. 1 und verweiſen in Betreff der Richtung der Bewegung auf die beigezeichneten Pfeile. Dreht man zunächſt die Wellen etwas zurück, ſo kommt der kleinere Kolben B an das untere Ende, der größere Kolben D_1 an das obere Ende ſeines Hubes, während der zweite größere Kolben D in dieſem Augenblicke ungefähr in der Mitte des Hubes ſteht. Sehen wir zunächſt von dem Einfluſſe der Schieberverhältniſſe ganz ab, ſo tritt jetzt friſcher Dampf unter den kleinen Kolben B und treibt ihn aufwärts. Der über B befindliche Dampf tritt nun über den Kolben D_1 und treibt ihn abwärts. Iſt der kleine Kolben B oben angekommen, ſo befindet ſich D^1 in der Mitte, der darüber befindliche Dampf wird abgeſchloſſen und ſchiebt nun durch ſeine Expanſionswirkung den Kolben D_1 vollends herab. In demſelben Augenblicke jedoch, in dem ſich der Kolben B am oberſten Punkte befindet, iſt der zweite größere Kolben im tiefſten Punkte; der Dampf unter B tritt unter D und über B tritt friſcher Dampf ein; während nun D_1 vollends niedergeht, legt auch B von oben nach unten den ganzen Hub zurück und D geht um den halben Hub hinauf. Jetzt ſtehen die beiden Kolben B und D_1 im tiefſten Punkte, D in der Mitte. Der letztere wird nun durch die Expanſionswirkung vollends hinauf geſchoben, während gleichzeitig B durch friſchen Dampf ganz gehoben wird und der über B befindliche Dampf unter D_1 tritt und dieſen um den halben Hub aufwärts ſchiebt, ſo daß jetzt B und D gleichzeitig oben ankommen u. ſ. w.

Aus dem Vorſtehenden folgt, daß der Vertheilungsſchieber des kleineren Cylinders eine ſolche Einrichtung haben muß, daß er abwechſelnd die Verbindung mit den beiden größeren Cylindern herſtellt. Zu dieſem Zwecke hat Herr Legavrian eine ſehr ſinnreiche Anordnung getroffen, die in der Anwendung einer Art doppelten Schiebers E, Fig. 2 und 4, beſteht, der ſich im Schieberkaſten F bewegt, in welchen durch das Dampfrohr G der Dampf aus dem Keſſel tritt.

Der Schieber erhält ſeine Bewegung durch das auf der Hauptwelle H befindliche Kreisexcentrik E^1, das, wie gewöhnlich, mit Voreilen aufgeſteckt iſt; da überdies der Schieber, wie gewöhnlich, äußere und innere Deckungen beſitzen kann, ſo können hier ganz dieſelben Verhältniſſe der Dampfvertheilung erzielt werden, wie dies gewöhnlich der Fall iſt, d. h. auch hier findet Vorein- und Voraustritt ſtatt und der Dampfeintritt kann bei entſprechender Wahl der Steuerungsdimenſionen ſchon bei $^2/_3$, $^3/_4$ oder $^4/_5$ des Kolbenlaufes aufgehoben werden, ſo daß alſo ſchon eine Expanſion des Dampfes im kleineren Cylinder ſtattfindet und dieſe dann in den beiden größeren weiter fortgeſetzt wird. Zwei gekrümmte Röhren I und I^1, die auf der einen Seite mit den Oeffnungen b am kleinen Cylinder, auf der anderen mit den Schieberkäſten J und J^1 der größeren Cylinder in Verbindung ſtehen, dienen dazu, den Dampf vom kleinen Cylinder nach den größern Cylindern zu führen. Die beiden Schieber der letzteren haben die Geſtalt Fig. 6 und werden durch, auf den Wellen H^1 und H^2 ſitzende, Excentrics bewegt. Beide Schieber werden nun ſo bewegt, daß der eine, z. B. K, den oberen Dampfeintrittscanal im Cylinder C öffnet, um den durch das Rohr I herbeikommenden Dampf, der im kleinen Cylinder ſeine Wirkung vollbracht hat, über den Kolben D zu führen, während der andere Schieber K_1 die entſprechende Oeffnung im Cylinder C_1

ſchließt; beim Rückgang des kleinen Kolbens kehrt ſich die Sache um, dann eröffnet K^1 dem durch das Rohr I^1 herkommenden Dampfe den Eintritt in den Cylinder C^1 und der erſtere Schieber K ſchließt die entſprechende Oeffnung am Cylinder C.

Hat der Dampf auch in den größeren Cylindern ſeine Wirkung vollbracht, ſo wird er bei ſeinem Austritte von dort nach dem gemeinſchaftlichen Condenſator L (Fig. 2) geführt, der die Luftpumpe M einſchließt.

Der Bau einer ſolchen Maſchine iſt ſehr einfach; die vier gußeiſernen Säulen ſtehen auf der Fundamentplatte, auf welcher die drei Cylinder befeſtigt ſind, und ſind oben durch einen gußeiſernen Sims UU^2 verbunden, deſſen Enden im Mauerwerke des Maſchinenraumes befeſtigt ſind.

Die drei Krummzapfen haben in Wirklichkeit nicht ganz die oben angedeutete gegenſeitige Stellung zu einander, ſondern die beiden Krummzapfen P^1 und P^2 der größeren Cylinder haben gegen die Kurbel P des kleineren Cylinders ein gewiſſes Voreilen, ſo daß nicht genau abwechſelnd ein größerer Kolben mit dem kleineren den Hub beginnt, wie wir es oben, der bequemeren Ueberſicht wegen, angaben, ſondern der größere Kolben ſchon ein kleines Stück ſeines Hubes zurückgelegt hat, wenn der kleinere den ſeinigen beginnt. Durch dieſe Anordnung erreicht man, daß der Einfluß der todten Punkte beinahe unmerkbar wird, weil dann nie zwei Krummzapfen zugleich den todten Punkt paſſiren. Die beiden größeren Zahnräder unterſtützen die Wirkung des Schwungrades weſentlich und ſind übrigens, um alle ungleichförmigen Wirkungen zu umgehen, auf den den Kurbeln entgegengeſetzten Seiten mit Gegengewichten verſehen (Fig. 1).

Aus der eigenthümlichen Anordnung der Maſchine geht ferner hervor, daß bei ihr die Dimenſionen und das Gewicht des Schwungrades beträchtlich geringer ſein können, als dies bei anderen Maſchinen der Fall iſt, denn erſtens ergiebt ſich ſchon durch die Art und Weiſe, wie die Kraft von den drei Kolben der Hauptwelle mitgetheilt wird, daß die Bewegung der Letzteren weit regelmäßiger für ſich ſchon ſein wird und dann liegt ein Hauptvortheil darin, daß der Kolben im kleinen Cylinder ſich doppelt ſo ſchnell bewegen läßt, als dies bei anderen Maſchinen erlaubt iſt, daß alſo die Hauptwelle H doppelt ſo ſchnell umläuft, als bei einer anderen Maſchine, deren Leiſtung nur die Hälfte iſt.

Obgleich im Vorſtehenden die Vorzüge des neuen Syſtemes ſchon zum Theil hervorgehoben wurden, ſo ſei es doch geſtattet, im Folgenden die Vortheile der beſchriebenen Maſchine in gedrängter Kürze nochmals zuſammenzuſtellen, und zwar nach einem Memoire, welches Herr Legavrian, Sohn, der société d'encouragement vorgelegt hat.

Im Eingange dieſes Aufſatzes wurden für dieſe Maſchine, im Vergleich zu anderen als Vorzüge hervorgehoben:

1. Größere Regelmäßigkeit der Bewegung;
2. Erſparniß an Conſtructionsmaterial;
3. Erſparniß an Brennmaterial.

Was zunächſt die regelmäßigere Bewegung betrifft, ſo geht dieſe aus Folgendem hervor:

a. Die todten Punkte werden aus oben angegebenen Gründen von den einzelnen Krummzapfen unmerklich überſchritten.

b. Das Schwungrad wirkt ſehr kräftig, wegen ſeiner großen Geſchwindigkeit.

c. Der Einfluß, der aus der Bewegung der Kurbeln, Kurbelſtangen und Kolben, auf die rotirende Bewegung ſtattfindet, wird durch die an den Zahnrädern angebrachten Gegengewichte bedeutend herabgezogen, und

d. die Zahnräder ſelbſt unterſtützen weſentlich die Wirkung des Schwungrades.

Als zweiter Vorzug wurde die Erſparniß an Conſtructionsmaterial genannt.

Im Vergleich zu den Balanciermaſchinen iſt die Differenz ſo bedeutend, daß wir nicht nöthig haben, dies weiter auseinander zu ſetzen.

Im Vergleich zu den Maſchinen mit zwei getrennten Cylindern, wie ſie zuerſt von Legavrian und Farinaur conſtruirt wurden (Armengaud, Publication industr., B. VII, der Kolben des Hauptcylinders und des Expanſionscylinders wirken beide direct auf eine Welle), findet ſich, daß letztere doppelt ſo ſchwer ausfallen, wie ſich durch folgende Zuſammenſtellung ergiebt:

Maſchine mit drei Cylindern.	Maſchine mit zwei getrennten Cylindern.
Ein einziger Bau.	Zwei Bauten.
Kleiner Cylinder. Volumen = 1	Kleiner Cylinder. Volumen = 2
Geſchwindigkeit = 2	Geſchwindigkeit = 1
Zwei größere Cylinder, ſtatt eines, jeder vom Volumen = 1	Ein einziger größerer Cylinder, aber vom Volumen = 2
Ein einziger Condenſator vom Volumen = 1	Condenſator vom Volumen = 2
Geſchwindigkeit = 2	Geſchwindigkeit = 1
Schwungrad, viermal geringeres Gewicht, Geſchwindigkeit = 2	Schwungrad, viermal ſchwerer ꝛc.
Kürzere Verbindungsröhren, die ganze Maſchine ſehr zuſammengedrängt.	
Sehr einfache Transmiſſion, beſonders für Spinnereien, weil die Geſchwindigkeit der Triebwelle ſchon groß iſt.	

Was ferner den Preis der Maſchine betrifft, ſo tritt hier zu Gunſten der dreicylinderigen Maſchine ebenfalls eine bedeutende Differenz auf.

Im Vergleich zu eincylinderigen Maſchinen kommt noch ein beſonderer Vortheil heraus; denn wollte man bei letzteren bei großer Leiſtung die Expanſion bis auf $^1/_{10}$ treiben, was bei den Maſchinen nach dem neuen Syſtem ſehr leicht angeht, ſo würde nicht nur der Cylinder eine beträchtliche Weite und Höhe erhalten müſſen, ſondern zur Regulirung der Bewegung wäre ein enormes Schwungrad erforderlich.

Die Erſparniß an Material iſt alſo beträchtlich, das Arbeitslohn aber fällt etwas größer aus, ſo daß es weniger vortheilhaft wäre, dieſe neuen Maſchinen für kleinere Leiſtungen (unter 20 Pferdekraft) zu conſtruiren, wo das Arbeitslohn einen beträchtlichen Theil des Preiſes ausmacht.

Herr Legavrian erbietet ſich, auch horizontale Maſchinen mit 3 Cylindern zu conſtruiren und hofft hierbei eine noch größere Erſparniß an Material erzielen zu können.

Was endlich die Brennmaterialerſparniß betrifft, ſo muß dieſe unbedingt aus der ſo vortheilhaften Benutzung des Dampfes hervorgehen, indem man dieſen bei den neuen Maſchinen mit dem Expanſionsverhältniß $^1/_{10}$ benutzt. Die Röhren, welche den Dampf aus dem kleinen Cylinder nach den beiden größeren führen, ſind ſo kurz, daß man keinen bemerkbaren Verluſt dadurch befürchten darf, daß ſich hier der Dampf unnützer Weiſe ausdehnt oder condenſirt. Ferner werden die Mäntel, die jeden Cylinder umgeben, alle Verluſte verhindern, die durch Abkühlung zu befürchten wären.

Fig. 7 zeigt die Indicatorcurve (berechnet), deren Ordinaten für jede Kolbenſtellung die Dampfſpannung im kleinen Cylinder andeuten. Es ſei nur bemerkt, daß von 1 bis 3 voller Dampfeintritt ſtattfindet und bei 3 ſchon die Expanſionswirkung im kleinen Cylinder beginnt, wobei wir annehmen, der Kolben bewege ſich von O nach O^1. Bei 4 wird ſchon, ehe noch der Kolben am Ende des Hubes iſt, die Verbindung mit einem der großen Cylinder hergeſtellt, daher die dort erſichtliche Abnahme der Spannung. Im Uebrigen läßt ſich der Vorgang zu leicht aus der Figur entnehmen, als daß wir hier weiter darauf eingehen ſollten.

Fig. 8 und 9 giebt die Stellungen des kleineren Krummzapfens und Excentrics in Bezug auf die bei den gleichen Ziffern in Fig. 7 angegebenen Spannungen.

Fig. 10 zeigt in gleicher Weiſe die berechnete Indicatorcurve für die Wirkung des Dampfes im größeren Cylinder; die einzelnen Buchſtaben dieſer Figur entſprechen den Kurbelſtellungen, wie ſie durch die gleichen Buchſtaben rings um die Wellen H^1 und H^2, Fig. 1, angedeutet worden ſind.

Zum Schluß mögen noch die Hauptdimenſionen und einige andere Angaben für die beſchriebene Maſchine folgen:

Kleiner Kolben.

Durchmeſſer	0,45m
Hub	1,08m
Mittlere Geſchwindigkeit pro Secunde	1,80m
Umdrehungen der Hauptwelle pro Minute	50
Länge der Kurbelſtange	3,03m
Schieberlauf	0,m185
Voreilungswinkel	48° 30′

Großer Kolben.

Durchmeſſer	0,90m
Hub	1,35m
Mittlere Geſchwindigkeit pro Secunde	1,125m
Länge der Kurbelſtange	3,88m
Schieberlauf	0,21m
Voreilungswinkel	42° 30′
Voreilen des größeren Krummzapfens in Hinſicht des kleineren	17° 30′

Endlich beträgt das Gewicht dieſer Maſchine, die der Rechnung gemäß eine Leiſtung von 100 Pferdekraft hat, jedoch nur für 80 Pferdekraft beſtimmt iſt, ohne Keſſel 35000 Kilogramme.

(Armengaud aîné, Publication industrielle, t. 9, p. 381.)

Praxis

der

axonometrischen Projectionsmethode.

Von

Prof. Julius Weisbach.

(Fortsetzung aus Bd. II, S. 245.)

§. 1. Die zu projicirenden Gegenstände sind entweder von ebenen Flächen, oder von krummen Flächen, oder von Flächen beiderlei Art umgrenzt. Da die Begrenzungsflächen ebenflächiger Körper in geraden Linien oder sogenannten Kanten, und diese wieder in Punkten oder sogenannten Ecken zusammenstoßen, so werden die Projectionen dieser Körper durch die Projectionen ihrer Eckpunkte vollständig bestimmt, und die Projectionen ihrer Kanten durch die geraden Linien angegeben, welche sich zwischen den Projectionen der Eck- oder Endpunkte dieser Kanten ziehen lassen.

Die Vorderflächen des Körpers sind von den Hinterflächen desselben durch den sichtbaren Umriß getrennt, und es ist der letztere ein von den äußersten Kantenprojectionen gebildetes Polygon. Ist der abzubildende Gegenstand undurchsichtig, so sind die Hinterflächen, und also auch nur die von ihnen gebildeten Kanten, unsichtbar, und man zieht deshalb dieselben nicht aus, sondern deutet sie höchstens durch fein punktirte Linien an, wogegen die sichtbaren Kanten mit der Reisfeder vollständig auszuziehen sind.

Die Projectionen der Eckpunkte des Körpers werden natürlich durch ihre mit den vorher aufgetragenen Arenprojectionen parallel laufenden Coordinaten (s. Artikel I, §. 14) bestimmt, wobei natürlich auf das Werthverhältniß m : n : p gehörig Rücksicht zu nehmen ist. Am einfachsten ist natürlich die Bestimmung der Punkte, welche in den Aren selbst liegen, wo also zwei der Coordinaten x, y, z derselben Null sind, nächstdem die Angabe der Punkte, welche sich in den Coordinatebenen befinden, da hier eine der Coordinaten x, y und z Null ausfällt und ebenso sind die Projectionen derjenigen Linien am einfachsten zu ermitteln, welche mit den Coordinataren oder mit den Coordinatebenen parallel laufen.

§. 2. Die einfachste Darstellung dieser Art gewährt das Octaeder, wenn dessen Hauptaren mit den Coordinatenaren zusammenfallen.

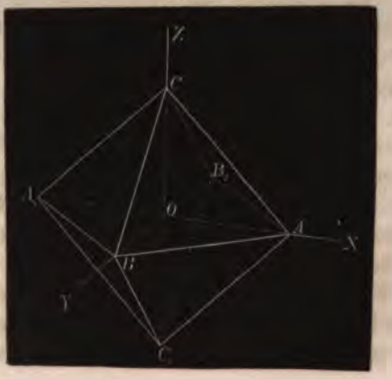
1. Eine isometrische Projection, Figur 1, des Octaeders findet man z. B., wenn man auf die unter je 120 Grad zusammenstoßenden Aren OX, OY und OZ und ihre Verlängerungen, rückwärts, $OA = OB = OC$,

Fig. 1.

sowie $OA_1 = OB_1 = OC_1$ aufträgt, und die dadurch erhaltenen Eckpunkte A, B, C u. s. w. durch gerade Linien AB, AC, AB_1 u. s. w. mit einander verbindet. Diese Linien bilden dann die Seiten des Octaeders, während OA, OB, OC u. s. w. die auf 0,8165 ihrer wahren Größe zurückgeführten Halbaren desselben vorstellen.

2. Figur 2 stellt eine monodimetrische Projection mit dem Arenverhältnisse (1, ½, 1) vor, wobei die Aren unter den Winkeln $XOZ = 97°, 11'$ und $YOZ = XOY = 131°, 25'$ zusammenstoßen, so daß die Verlängerung von

Fig. 2.



OY den Winkel XOZ halbirt, also von OX und OZ um 48°, 35′ abweicht. Die Eckpunkte dieser Projection bestimmen sich, indem man $OA = OA_1 = OC = OC_1 = 0{,}9428$ der wirklichen Größe macht, und $OB = OB_1 = \frac{1}{2} OA = \frac{1}{2} OC$ abschneidet.

Fig. 3.

3. Um eine anisometrische Projection, Figur 3, des Octaeders mit dem Arenverhältnisse (9 : 5 : 10) anzufertigen, trägt man zu beiden Seiten der verticalen Are OC die Arenwinkel XOZ = 95°, 11′ und YOZ = 107°, 49′ an, sticht von OZ eine Linie $OC = OC_1$ ab, welche 0,9853 der natürlichen Größe mißt, und macht $OA = OA_1 = 0{,}9 . OC$, so wie $OB = OB_1 = 0{,}5 . OA$.

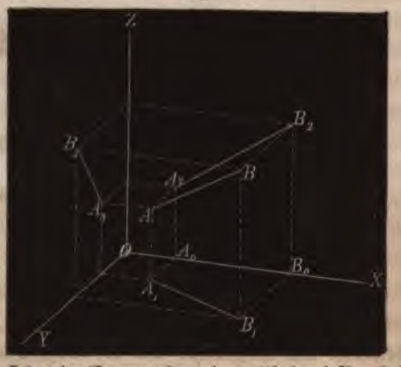
4. In Figur 4 ist noch ein Obelisk monodimetrisch mit dem Verhältnisse (1 : ½ : 1) abgebildet, dessen geometrische Are mit der Coordinatare OZ zusammenfällt, und welcher mit seiner Basis ABCD auf der Coordinatebene XY aufsteht. Um die Eckpunkte dieses Körpers zu finden, hat man die scheinbare halbe Länge der unteren Basis des Körpers als OK auf die Are OX, die Breite derselben als OL auf die Are OY und die scheinbare Höhe des Körpers als OM auf die verticale Are OZ, so wie von M aus, in den Richtungen der Aren OX und OY, die scheinbare Länge MK_1 und Breite ML_1 der oberen Basis des Körpers aufzutragen. Vollendet man nun die durch die Punkte K, L und K_1, L_1 gegebenen Parallelogramme ABCD und $A_1B_1C_1D_1$ und zieht man noch die Seitenkanten AA_1, BB_1, CC_1 und DD_1, so erhält man hiermit die vollständige Projection des Obelisken.

Fig. 4.

§. 3. Da es bei der bildlichen Darstellung von geradkantigen oder ebenflächigen Körpern vorzüglich auf das Projiciren von geraden Linien, den Kanten des Körpers, ankommt, so ist es vor Allem nöthig, die Regeln zur Angabe der Projectionen von geraden Linien kennen zu lernen, welche gewissen Forderungen entsprechen.

1. Sind zwei den Coordinatebenen XY und XZ entsprechende Projectionen A_1 und A_2, Figur 5, eines Punktes gegeben, so findet man diesen Punkt A selbst, wenn man durch A_1 und A_2 zwei Linien A_1A und A_2A zieht, welche mit den Coordinataren OZ und OY parallel laufen. Ebenso

Fig. 5.



bestimmen sich die Endpunkte einer Linie AB, indem man die Durchschnitte A und B von zwei Paar Linien angiebt, welche sich durch die gegebenen Projectionen A_1, A_3 und B_1, B_3 parallel zu den Aren OZ und OX ziehen lassen. Ist umgekehrt die Linie AB und ihre Projection A_1B_1 gegeben, so ergiebt sich eine andere Projection A_2B_2 derselben, wenn man nicht allein durch A und B, sondern auch durch A_1 und B_1 mit der Are OY parallel laufende Linien zieht, und durch die Durchschnitte A_0 und B_0 der letzteren mit der Are OX andere Parallellinien zur Are OZ legt. Die Durchschnitte A_2 und B_2 dieser Linien mit dem ersteren Linienpaar geben die Endpunkte der gesuchten Projection A_2B_2.

2. Soll in einer Coordinatebene XY, Fig. 6, durch einen gegebenen Punkt eine Linie von gegebener Richtung und Länge angegeben werden, so geht man wie folgt zu

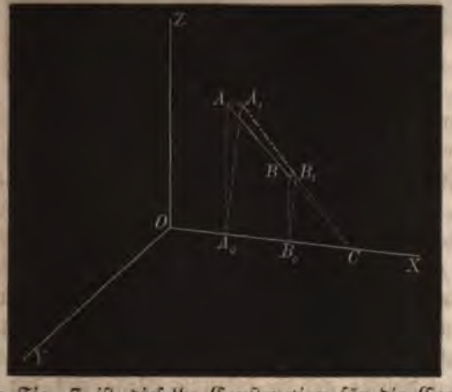
Fig. 6.

Werke. Man denke sich vor Allem die Coordinatebene XOY um die Are OX um- und auf die Papierebene aufgeklappt. Nun trage man den gegebenen Punkt (A_1) mittelst seiner Coordinaten $O_0A = x$ und $A_0A_1 = y$ auf, ziehe durch A_1

die Gerade A_1C, welche OX unter dem gegebenen Richtungswinkel $OCA_1 = \delta$ schneidet, und messe von A_1C die gegebene Größe $A_1B_1 = s$ der Linie ab. Zieht man A_0A und B_0B parallel OY und macht man $A_0A = \frac{n}{m} A_0A_1$, z. B. bei der monodimetrischen Projection $(1 : \frac{1}{2} : 1) = \frac{1}{2} A_0A_1$, so wie $B_0B = \frac{n}{m} B_0B_1$, z. B. $= \frac{1}{2} B_0B_1$, so erhält man in A und B die Projectionen der Endpunkte der gegebenen Linie. Jedenfalls ist auch B_1B parallel mit A_1A, und daher B auch einfach dadurch zu bestimmen, daß man durch B_0 und B_1 Parallelen zu A_0A und A_1A zieht.

Ist umgekehrt, die Linie AB und ihre Projection A_0B_0 in der Are OX gegeben, so wird man die wahre Richtung und Größe dieser Linie finden, indem man das Perpendikel A_0A_1 auf $AX = \frac{m}{n} A_0A$ (z. B. $= 2\,A_0A$), ebenso das Perpendikel $B_0B_1 = \frac{m}{n} B_0B$ (z. B. $= 2\,B_0B$) macht und die Linie A_1B_1 zieht und bis zum Durchschnitte C mit der Are OX verlängert. Zieht man gleich anfangs AB bis C, so kann man einfach den Endpunkt B auch dadurch finden, daß man BB_1 parallel AA_1 und bis zum Durchschnitt AC fortzieht.

Fig. 7.

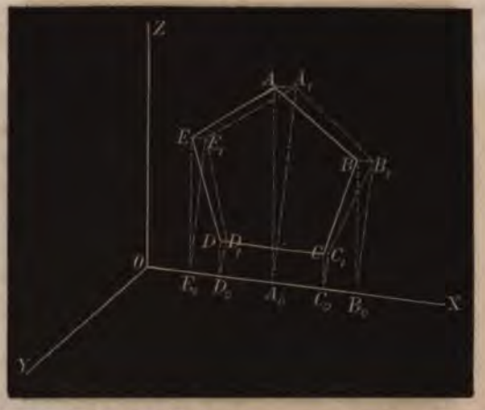


In Fig. 7 ist dieselbe Construction für die Coordinatebene XZ ausgeführt, wo das Verhältniß der Ordinaten, d. i.

$$\frac{A_0A}{A_0A_1} = \frac{B_0B}{B_0B_1} = \frac{p}{m} \left(\text{z. B.} = \frac{1}{1}\right) \text{ ist.}$$

3. Auf gleiche Weise verfährt man auch, wenn es darauf ankommt, ein gegebenes Polygon $A_1B_1C_1D_1E_1$, Fig. 8, auf eine Coordinatebene XZ zu projiciren. Auch hier zieht man durch die Lothpunkte A_1, B_1, C_1 u. s. w. der Perpendikel A_1A_0, B_1B_0, C_1C_0 u. s. w., sowie gegen die Are OX Parallellinien A_0A, B_0B, C_0C u. s. w zu OZ und macht $A_0A = \frac{p}{m} A_0A_1$ $(= A_0A_1)$, so wie $B_0B = \frac{p}{m} B_0B_1$ $(= B_0B_1)$ u. s. w., oder zieht B_1B, C_1C, D_1D u. s. w. A_1A prarallel. Die sich dadurch ergebenden Punkte sind die Ecke der gesuchten Projection ABCDE.

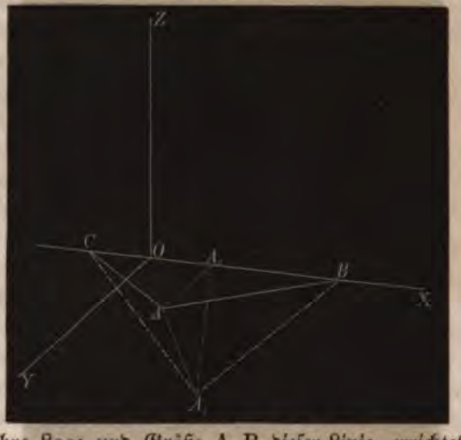
Fig. 8.



§. 4. Wie die Projectionen von in einer Coordinatebene befindlichen geraden Linien zu finden sind, welche unter gewissen Linien zusammenstoßen sollen, wird aus Folgendem hervorgehen.

1. Soll auf eine in der Coordinatebene XY liegende gerade Linie AB, Fig. 9, in A ein Perpendikel AC errichtet werden, so suche man zuerst, auf die oben angegebene Weise,

Fig. 9.

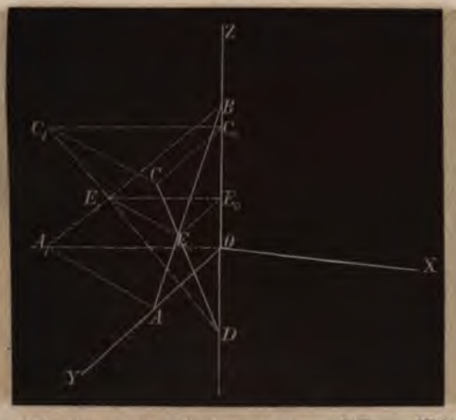


die wahre Lage und Größe A_1B dieser Linie, errichtet CA_1 rechtwinkelig auf A_1B_1 und verbinde den Durchschnitt C zwischen diesem Perpendikel und der verlängerten Are OX mit A durch eine Gerade AC.

2. Liegt die gegebene Linie AB, Fig. 10, in der Coordinatebene YZ, so klappe man dieselbe um OZ und auf die Papierebene auf, und ebenso mache man es mit dem gegebenen Punkt C, durch welchen man gegen AB ein Perpendikel fällen soll. Auf diese Weise erhält man die Linie A_1B und den Punkt C_1. Jetzt ziehe man C_1D rechtwinkelig gegen A_1B bis zur Are OZ und verbinde D

mit C durch eine Gerade CD. Diese Linie repräsentirt das gesuchte Perpendikel, so wie ihr Durchschnitt E mit AB

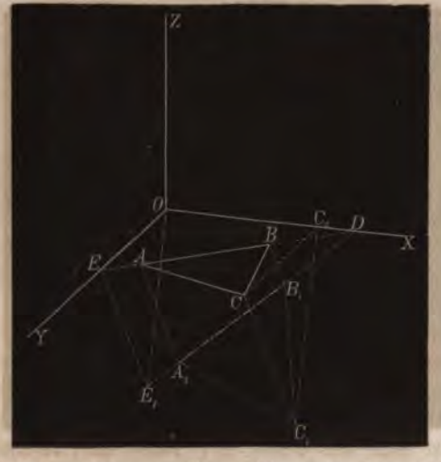
Fig. 10.



den Durchschnitts- oder Lothpunkt von CD. Will man nicht erst D angeben, so kann man auch gleich vom Durchschnitt E_1 aus eine parallele Linie E_1E zu A_1A oder die parallelen E_1E_0 und E_0E zu A_1O und AO ziehen.

3. Soll durch Anlegung zweier gegebenen Winkel an die Endpunkte einer geraden Linie AB ein Dreieck ABC, Fig. 11, in der Ebene XY construirt werden, so suche man

Fig. 11.

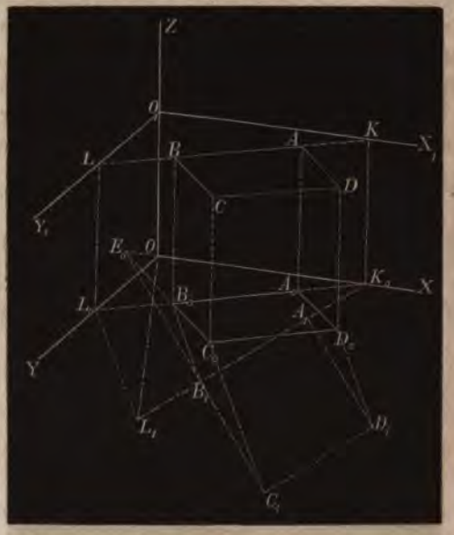


zuerst, auf dem bekannten Wege, die wahre Lage und Größe A_1B_1 von AB und trage in A_1 und B_1 die gegebenen Winkel über A_1B_1 auf, wodurch sich der dritte Endpunkt C_1 des Dreieckes $A_1B_1C_1$ bestimmt. Zieht man nun C_1C_0 rechtwinkelig gegen OX und C_0C parallel zu OY, sowie C_1C parallel zu A_1A und B_1B, so erhält man im Durchschnitt C den gesuchten Eckpunkt des projicirten Dreieckes ABC.

§. 5. Wenn die Projection einer Figur angefertigt werden soll, welche nicht in einer Coordinatebene selbst, sondern in einer Ebene liegt, welche mit einer Coordinatebene parallel läuft, so kann man entweder erst eine ganz gleiche Projection in der entsprechenden Coordinatebene zeichnen und nachher dieselbe parallel der zugehörigen Coordinatare verschieben, oder man kann gleich anfangs die Coordinatebene parallel um den gegebenen Abstand verschieben und die Projection in dieser Ebene zur Ausführung bringen.

1. Soll ein Parallelogramm ABCD, Fig. 12, in einem gegebenen Abstande $AA_0 = BB_0 = CC_0$ u. s. w.

Fig. 12.



von der Coordinatebene XY construirt werden, so kann man erst ein solches Parallelogramm $A_0B_0C_0D_0$ in der Ebene XY construiren, und dann an die Eckpunkte A_0, B_0, C_0, D_0 desselben die mit der Are OZ parallel laufenden Abstände $A_0A = B_0B = C_0C = D_0D$ antragen; die Endpunkte A, B, C, D dieser Parallelen sind die Eckpunkte des gesuchten Parallelogrammes ABCD, welche man daher nur noch durch Linien mit einander zu verbinden hat. Was die Construction des Parallelogrammes $A_0B_0C_0D_0$ anlangt, so erfolgt dieselbe auf die bekannte Weise aus der wahren Gestalt $A_1B_1C_1D_1$ des Parallelogrammes und der wahren Lage desselben gegen die Are OX, indem man die Grundlinie A_1B_1 einerseits bis K_0 in der Are OX und andererseits bis zum Perpendikel OL_1 auf OX verlängert, ferner $OL_0 = \frac{n}{m} OL_1 \left(\text{z. B.} = \frac{1}{2} OL_1\right)$ macht, und hierauf A_1A_0, so wie B_1B_0 parallel mit L_1L_0 zieht, ferner ebenso die Seite B_1C_1 bis E_0 in der Are OX verlängert, von E_0 nach B_0 eine gerade Linie zieht und diese so weit verlängert, bis sie die Parallele C_1C_0 zu L_1L_0 und B_1B_0 schneidet. Dadurch erhält man den dritten Eckpunkt C_0 des Parallelogrammes $A_0B_0C_0D_0$, zu welchem sich leicht der vierte Eckpunkt D_0 finden läßt.

Will man das Parallelogramm ABCD unmittelbar aufzeichnen, so muß man erst $OO_1 = A_0A = B_0B$ u. s. w. auftragen, ferner OX_1 und OY_1 parallel zu OX und OY ziehen, und die gegebene Figur an OX_1 statt an OX in ihrer wahren Lage, Form und Größe antragen, übrigens aber wie oben verfahren.

2. Ist eine Figur ABCD, Fig. 13, zu construiren, deren Ebene auf der Coordinatebene XY rechtwinkelig stehen

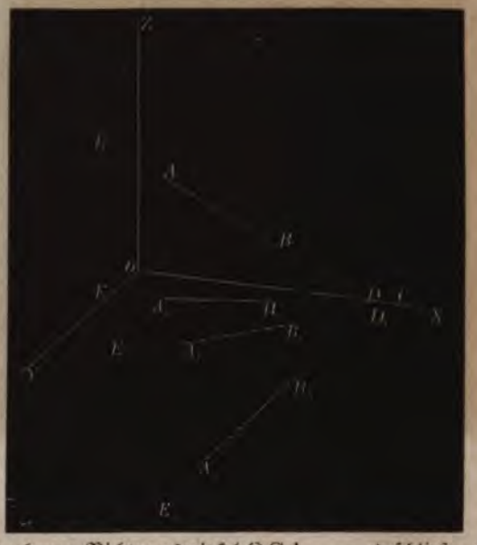
Fig. 13.

und folglich mit der Coordinatare OZ parallel laufen soll, so klappe man erst die gerade Linie KL, in welcher die Coordinatebene XY von der Ebene der Figur geschnitten wird, um OX um und auf die Papierebene als KL_1 auf, und gebe sich in derselben die Projectionen A_1, B_1, C_1, D_1 der Eckpunkte der Figur $A_2B_2C_2D_2$ an. Zieht man nun durch A_1, B_1, C_1, D_1 die Parallelen A_1A_0, B_1B_0, C_1C_0, D_1D_0 zu L_1L, so erhält man die Projectionen A_0, B_0, C_0, D_0 der Eckpunkte der Figur in ihrer scheinbaren Lage; führt man endlich durch die letzteren Punkte Parallelen zur Are OZ und trägt auf dieselben die Abstände der Eckpunkte der Figur von der Horizontalebene XY auf, macht also A_0A, B_0B, C_0C, D_0D der Reihe nach den Höhen A_1A_2, B_1B_2, C_1C_2, D_1D_2 der auf die Papierebene aufgeklappt zu denkenden Figur $A_2B_2C_2D_2$ gleich, so erhält man in ABCD die gesuchte Projection der Figur.

Hierbei ist nicht außer Acht zu lassen, daß die Höhen $A_1A_2 = A_0A$, $B_1B_2 = B_0B$ u. s. w., so wie die Coordinaten der Punkte A_0, B_0 u. s. w. in der Are OX u. s. w. nicht die wirklichen Maße der Figur, sondern ihre durch $\sin\alpha$ und $\sin\beta$ reducirten Werthe angeben, also z. B. für die monodimetrische Projection (1, ½, 1), 0,9428 ihre wahren Werthe ausdrücken müssen.

§. 6. 1. Soll durch einen gegebenen Punkt A im Raume eine Linie von gegebener Richtung, Neigung und Länge gelegt werden, so findet man deren zweiten Endpunkt mittelst doppeltem Umklappen, wie folgt. Zunächst legt man die Projection A_0 des Punktes A als A_1, Fig. 14, auf die Papierebene auf, nach Vorschrift des §. 3, (1), Fig. 6; nun führe man durch A_1 eine Linie A_1C, Fig. 14, welche mit ON

Fig. 14.



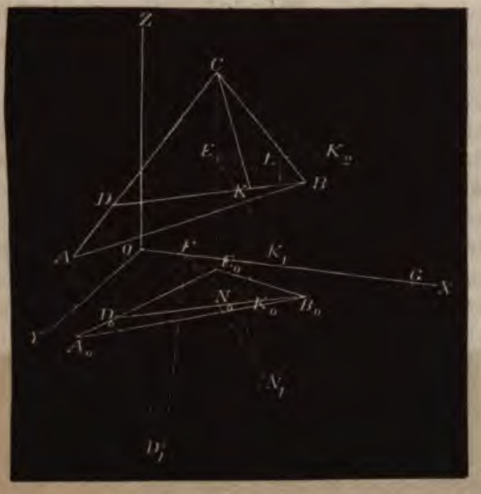
den gegebenen Richtungswinkel $OCA_1 = \varrho$ einschließt; ferner errichte man in A_1 auf A_1C ein Perpendikel A_1A_2, mache dasselbe gleich der gegebenen Höhe des Punktes A über der Ebene XY und lege durch A_2 eine Linie, welche mit A_1C den gegebenen Neigungswinkel $A_1D_1A_2 = \nu$ einschließt. Trägt man endlich die gegebene Länge der Linie als A_2B_2 auf diese Linie auf, fällt man von B_2 das Perpendikel B_2B_1 gegen A_1C, zieht durch B_1 die Grade B_1B_0 parallel zu A_1A_0 und trägt man die senkrechte Höhe $B_0B = B_1B_2$ auf, so erhält man in B den gesuchten zweiten Endpunkt der Linie AB.

Zieht man D_1D parallel A_0A, so erhält man in D den Durchschnitt der gegebenen Linie AB mit der Ebene XY. Durch Angabe des Durchschnittes E dieser Linie mit der Ebene YZ läßt sich die Construction noch vereinfachen, wenn man in Betracht nimmt, daß die Geraden A_0A_1, B_0B_1 u. s. w. der Geraden E_0E_1 u. s. w. parallel sein müssen.

2. Soll durch einen gegebenen Punkt P eine Ebene von gegebener Richtung und Neigung gelegt werden, so verfährt man auf folgende Weise. Man legt in einem beliebigen Punkte A der Are OX, Fig. 15, den gegebenen Streich- oder Richtungswinkel $OAB_1 = \varrho$ an, und errichtet in O auf OX das Perpendikel OB_1; nimmt man nun $OB = \frac{n}{m} OB_1$, z. B. $= \frac{1}{2} OB$, und zieht AB, so erhält man in OAB die Projection des Streichwinkels der Ebene.

horizontale Linie BD in der Ebene dadurch an, daß man irgend zwei Punkte B und D in derselben, welche gleichviel,

Fig. 21.



also um $BB_0 = DD_0$ von der Horizontalebene XY abstehen, mit einander verbindet. Der Winkel, welchen BD mit der Verticalebene XZ oder ihr Grundriß B_0D_0 mit der Axe OX einschließt, ist der gesuchte Streich- oder Richtungswinkel; verlängert man daher D_0B_0 bis zum Durchschnitt G mit OX, so ist OGD_0 die Horizontalprojection dieses Winkels, aus welcher dann leicht auf dem bekannten Wege (§. 3) die wahre Größe $OGD_1 = FGD_1$ desselben gefunden werden kann. Legt man FN_1 rechtwinkelig gegen D_1G, so wie N_1N_0 parallel D_1D_0 und zieht FN_0, so erhält man ferner in dieser Linie die Richtung der Horizontalprojection der auf der Streichlinie BD rechtwinkelig stehenden Falllinie der Ebene; und wenn man noch E_0K_0 und EK parallel FN_0 zieht, so erhält man in diesen Linien die Horizontalprojection der Falllinie CK selbst, welche natürlich durch eine Verbindung der Punkte C und K mit einander leicht angegeben werden kann. Der Neigungs- oder Fallwinkel der Ebene ABC gegen den Horizont ist zugleich der Winkel CKE, welchen die Falllinie CK mit ihrer Horizotalprojection oder Sohle EK einschließt, und läßt sich daher durch Umklappen des Dreieckes CEK auf die Ebene des Papiers leicht finden. In dieser Absicht zieht man EL parallel OX und KL parallel OL und durch den sich hierbei ergebenden Punkt L zu EL das Perpendikel $LK_1 = \frac{p}{n} LK$, z. B. $= 2\,LK$; die Gerade EK_1 ist nun die wahre Länge der Sohle EK, trägt man nun diese als EK_2 rechtwinkelig auf CE und zieht endlich CK_2, so erhält man in CK_2E den gesuchten Neigungswinkel der Ebene ABC.

§. 10. 1. Um ein Perpendikel ON von dem Anfangspunkte oder sogenannten Ursprung O der Coordinaten gegen eine gegebene Ebene ABC, Fig. 22, zu fällen, giebt man auch hier zuerst von der Streichlinie AB der Ebene

Fig. 22.

die wahre Lage AB_1 gegen die Axe OX an, und fällt von O gegen AB_1 das Perpendikel OD_1; nun kann man auf OD_1 das Perpendikel $OC_1 = OC$ errichten und C_1D_1 ziehen, wodurch man wie oben (§. 9) den Neigungswinkel OD_1C_1 der Ebene gegen die Ebene XY bestimmt. Fällt man noch ON_1 rechtwinkelig gegen C_1D_1, so erhält man in dieser Linie das gesuchte Loth, so wie auch den Lothpunkt N in der Ebene ABC, wenn man das Dreieck OD_1C_1 aufrichtet und zu diesem Zwecke die Höhe N_1N_0 des Lothpunktes über der Horizontalebene als ON_2 auf OZ aufträgt, so wie N_2N mit der projicirten Sohle OD der Falllinie CD parallel zieht.

2. Von einem beliebigen Punkte P läßt sich gegen eine Ebene ABC, Fig. 23, ein Perpendikel PN wie folgt

Fig. 23.

fällen. Zuerst bringe man die Grundschnitte AB und AC in ihre wirkliche Lage AB_1 und AC_1 gegen die Axe AX (nach §. 3), nun fälle man gegen diese Linien AB_1 und AC_1 die Perpendikel OD_1 und OE_1 und gebe die Pro-

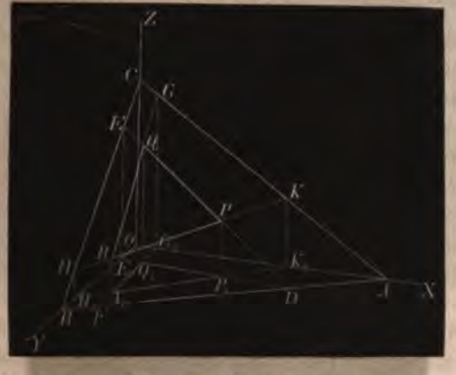
F in dem Grundschnitte AB zu verlängern und durch den Endpunkt E_0 in der Ebene XZ eine Parallele EE_0 zu OZ

Fig. 18.

zu ziehen; es ist dann F der eine und der Durchschnitt G zwischen AC und EE_0 der zweite Endpunkt der Durchschnittslinie FG, welche DE in dem gesuchten Punkte P trifft.

§. 8. Ist eine gerade Linie PQ, Fig. 19, durch zwei Punkte P und Q und ihre Projectionen P_1 und Q_1 gegeben, so findet man ihren Grundschnitt D in der Coordinatebene XY, worin diese Projectionen P_1 und Q_1 liegen, wenn

Fig. 19.



man die Geraden PQ und P_1Q_1 bis zum Durchschnitt verlängert, und dagegen den Grundschnitt E in einer anderen Coordinatebene YZ, wenn man die Projection oder den Grundriß P_1Q_1 bis E_0 in der Axe OY verlängert und von dem letzteren Punkte aus eine Parallele zur Axe OZ und bis zum Durchschnitt E mit der gehörig verlängerten Linie PQ zieht. Auf gleiche Weise bestimmen sich auch die Grundschnitte F und G der Geraden QR, und zwar F in XY und G in XZ.

Ist ferner eine Ebene durch drei Punkte P, Q, R bestimmt, so ergeben sich die Grundschnitte derselben, wenn man diese Punkte durch gerade Linien mit einander verbindet, die Grundschnitte D, E, F u. s. w. dieser Linien aufsucht und diejenigen dieser Grundschnitte, wie z. B. D und F, oder E und H, durch gerade Linien DF, EH und GK mit einander verbindet, welche in einer und derselben Grundebene liegen. Diese Geraden sind die gesuchten Grundschnitte der Ebene ABC und schneiden die Axen in den Punkten A, B, C.

Kommt es darauf an, den Durchschnitt zwischen zwei gegebenen Figuren oder von zwei durch je drei Punkte bestimmten Ebenen zu ermitteln, so hat man nur auszumitteln, wo zwei Linien in der einen Ebene von der anderen Ebene geschnitten werden; die Gerade durch die erhaltenen Durchschnittspunkte ist die gesuchte Durchschnittslinie. Um z. B. die Durchschnittslinie zwischen den beiden Dreiecken ABC und DEF, Fig. 20, zu finden, legt man zuerst durch AB

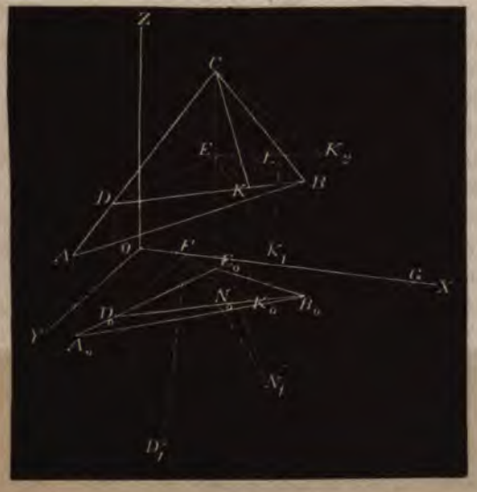
Fig. 20.

eine verticale Ebene G_1H_1HG, welche das Dreieck DEF in einer Linie GH schneidet, wodurch sich der Durchschnitt K bestimmt; und dann durch DF eine Verticalebene L_1M_1ML, welche das Dreieck ABC in einer Linie LM durchschneidet, und verbindet endlich den sich dadurch ergebenden Punkt N mit K durch die Gerade KN, welche die gesuchte Durchschnittslinie zwischen beiden Ebenen ist. Die Verticalebenen G_1H_1HG und L_1M_1ML sind dadurch leicht anzugeben, daß man von den Durchschnittspunkten G_1, H_1 der A_1B_1 mit E_1D_1 und E_1F_1, so wie von den Schnittpunkten L_1 und M_1 der Seite D_1F_1 mit C_1A_1 und C_1B_1 verticale Linien G_1G, H_1H, L_1L und M_1M bis zu den Dreiecksseiten ED und EF, so wie CA und CB heraufführt.

§. 9. Wird von einer gegebenen Ebene ABC, Fig. 21, die Richtung und Neigung anzugeben verlangt, so verfährt man wie folgt. Da die Richtung oder das sogenannte Streichen einer Ebene durch jede horizontale Linie in derselben angegeben wird, so giebt man sich zunächst eine

horizontale Linie BD in der Ebene dadurch an, daß man irgend zwei Punkte B und D in derselben, welche gleichviel,

Fig. 21.



also um $BB_0 = DD_0$ von der Horizontalebene XY abstehen, mit einander verbindet. Der Winkel, welchen BD mit der Verticalebene XZ oder ihr Grundriß B_0D_0 mit der Axe OX einschließt, ist der gesuchte Streich- oder Richtungswinkel; verlängert man daher D_0B_0 bis zum Durchschnitt G mit OX, so ist OGD_0 die Horizontalprojection dieses Winkels, aus welcher dann leicht auf dem bekannten Wege (§. 3) die wahre Größe $OGD_1 = FGD_1$ desselben gefunden werden kann. Legt man FN_1 rechtwinkelig gegen D_1G, so wie N_1N_0 parallel D_1D_0 und zieht FN_0, so erhält man ferner in dieser Linie die Richtung der Horizontalprojection der auf der Streichlinie BD rechtwinkelig stehenden Falllinie der Ebene; und wenn man noch E_0K_0 und EK parallel FN_0 zieht, so erhält man in diesen Linien die Horizontalprojection der Falllinie CK selbst, welche natürlich durch eine Verbindung der Punkte C und K mit einander leicht angegeben werden kann. Der Neigungs- oder Fallwinkel der Ebene ABC gegen den Horizont ist zugleich der Winkel CKE, welchen die Falllinie CK mit ihrer Horizotalprojection oder Sohle EK einschließt, und läßt sich daher durch Umklappen des Dreieckes CEK auf die Ebene des Papiers leicht finden. In dieser Absicht zieht man EL parallel OX und KL parallel OL und durch den sich hierbei ergebenden Punkt L zu EL das Perpendikel $LK_1 = \frac{p}{n} LK$, z. B. $= 2\,LK$; die Gerade EK_1 ist nun die wahre Länge der Sohle EK, trägt man nun diese als EK_2 rechtwinkelig auf CE und zieht endlich CK_2, so erhält man in CK_2E den gesuchten Neigungswinkel der Ebene ABC.

§. 10. 1. Um ein Perpendikel ON von dem Anfangspunkte oder sogenannten Ursprung O der Coordinaten gegen eine gegebene Ebene ABC, Fig. 22, zu fällen, giebt man auch hier zuerst von der Streichlinie AB der Ebene

Fig. 22.

die wahre Lage AB_1 gegen die Axe OX an, und fällt von O gegen AB_1 das Perpendikel OD_1; nun kann man auf OD_1 das Perpendikel $OC_1 = OC$ errichten und C_1D_1 ziehen, wodurch man wie oben (§. 9) den Neigungswinkel OD_1C_1 der Ebene gegen die Ebene XY bestimmt. Fällt man noch ON_1 rechtwinkelig gegen C_1D_1, so erhält man in dieser Linie das gesuchte Loth, so wie auch den Lothpunkt N in der Ebene ABC, wenn man das Dreieck OD_1C_1 aufrichtet und zu diesem Zwecke die Höhe N_1N_0 des Lothpunktes über der Horizontalebene als ON_2 auf OZ aufträgt, so wie N_2N mit der projicirten Sohle OD der Falllinie CD parallel zieht.

2. Von einem beliebigen Punkte P läßt sich gegen eine Ebene ABC, Fig. 23, ein Perpendikel PN wie folgt

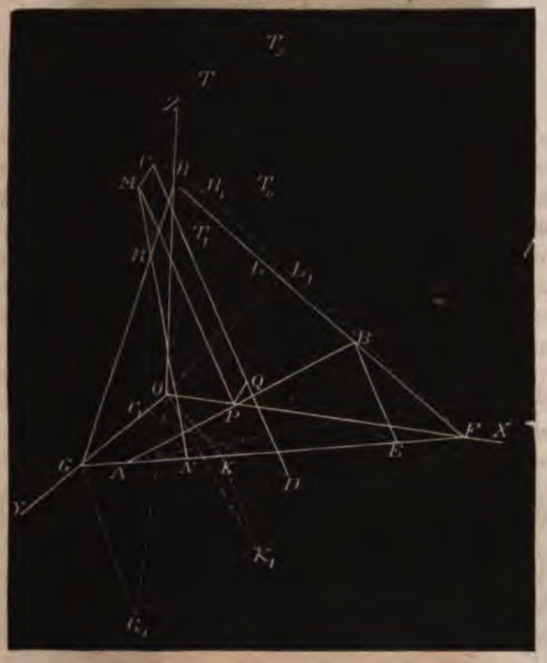
Fig. 23.

fällen. Zuerst bringe man die Grundschnitte AB und AC in ihre wirkliche Lage AB_1 und AC_1 gegen die Axe AX (nach §. 3), nun fälle man gegen diese Linien AB_1 und AC_1 die Perpendikel OD_1 und OE_1 und gebe die Pro-

sectionen OD und OE derselben in den Ebenen XY und XZ an. Sind nun P_1 und P_2 Grund- und Aufriß des gegebenen Punktes P, so kann man durch diese Punkte die Linien P_1K_1 und P_2K parallel zu OD und OE legen, und dadurch den Punkt K bestimmen, wo das gesuchte Perpendikel die Verticalebene XZ schneidet. Zieht man nun noch PK, sowie die Fallinie oder die Durchschnittslinie FG der Ebene ABC mit der Verticalebene FK_1G durch P_1K_1, so erhält man einen Durchschnitt N, welches der gesuchte Lothpunkt des Perpendikels PN gegen die Ebene ABC ist.

§. 11. Um den kürzesten Abstand zweier geraden Linien AB und CD, Fig. 24, von einander zu finden,

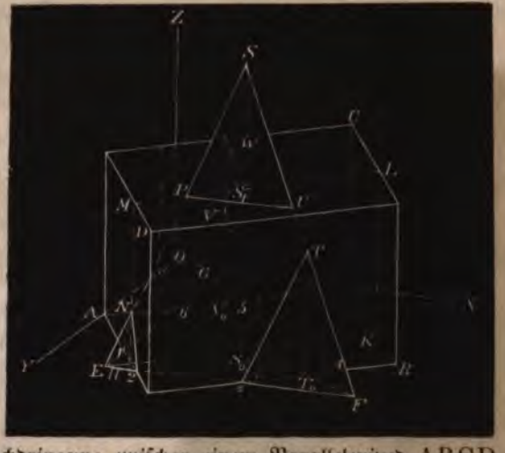
Fig. 24.



verfährt man, den bekannten Regeln der beschreibenden Geometrie entsprechend, wie folgt. Man lege zunächst durch einen Punkt B der AB eine Linie BE parallel zu CD, und durch beide Linien die Ebene FGH, und fälle von einem Punkte C der letzteren Linie ein Perpendikel CM gegen diese Ebene; ferner ziehe man durch den Lothpunkt M in FGH eine Parallele zu CD bis zum Durchschnitt P mit AB_1, und führe endlich die Linie PQ parallel zu CM; diese Linie PQ ist ein Perpendikel auf beide Linien AB und CD und zugleich der kürzeste Abstand derselben von einander. Das Hauptgeschäft bei dieser Construction besteht in der Angabe des Lothes CM von der Linie CD auf die durch AB gehende und mit CD parallel laufende Ebene FGH. Dieses Perpendikel CM wird, in Uebereinstimmung mit dem Obigen, auf folgende Weise gefunden. Man bestimme zuerst die Projectionen OK und OL eines Perpendikels von O gegen die Ebene FGH, genau wie in §. 10, nun ziehe man durch C parallel mit diesen Projectionen, die Linien CT_1 und CT_2, so wie parallel zu OX die Gerade CT_0, lege durch einen beliebigen Punkt T_0 der letzteren T_0T_1 parallel zu OY, sowie T_0T_2 parallel zu OZ, und mache $T_1T = T_0T_2$, dann ist TC das gesuchte Perpendikel, dessen Durchschnitt mit FGH noch gefunden wird, wenn man durch Herablothen von dem in der Ebene YZ angenommenen Punkte C auf die Grundebene XY den Grundriß C_1 und den Durchschnitt R mit der Spur GH angiebt, ferner C_1N parallel OK zieht, und endlich von N nach R eine gerade Linie führt; der Durchschnitt M dieser gehörig zu verlängernden Linie mit der nach Befinden ebenfalls zu verlängernden Lothlinie TC ist der gesuchte Lothpunkt in der Ebene FGH, durch welchen nur noch die Parallele MP zu CD zu führen ist, um das Loth PQ zwischen AB und CD zu finden.

§. 12. Die Regeln zur Bestimmung des Durchschnittes einer Linie mit einer Ebene u. s. w. (§. 7) lassen sich genau auch anwenden, um die Grenzen der Durchdringung zweier ebenflächigen Körper zu finden. In Fig. 25 ist z. B. die

Fig. 25.



Durchdringung zwischen einem Parallelepiped ABCD und einer dreiseitigen Pyramide EFGS vor Augen geführt. Ist S_0 die Horizontalprojection der Pyramidenspitze S, so sind auch die Linien ES_0, FS_0 und GS_0 die Grundrisse der Seitenkanten ES, FS und GS dieses Körpers. Legt man durch ES_0 eine Verticalebene, so durchschneidet diese das Parallelepiped in dem Parallelogramme HKLM, dessen Seiten HM und KL von der Kante ES der Pyramide in N und P durchschnitten werden. Legt man ebenso durch FS_0 eine Verticalebene, so findet man die Durchschnitte T und U der Pyramidenkante FS mit den Flächen BD und CD des Parallelepipedes, und auf gleiche Weise bestimmt man auch die Durchschnitte V und W der Pyra-

midenkante GS mit der Seitenfläche AC und der oberen Grundfläche CD des Parallelepipedes. Verbindet man die Durchschnitte P, U und W in der Fläche CD durch gerade Linien mit einander, so erhält man zunächst den dreiseitigen Durchschnitt PUW der Pyramide mit der oberen Fläche des Parallelepipedes, und zieht man auch von den Durchschnitten N, T und V gerade Linien nach den Punkten 1, 2, 3, 4, 5 und 6, in welchen die Grundkanten beider Körper einander schneiden, so ergeben sich noch die Schnitte 1N2, 3T4 und 5V6 der Pyramide mit den Seitenflächen AD, BD und AC des Parallelepipedes.

Es ist hiernach leicht zu ermessen, wie die Durchdringung zweier beliebiger ebenflächiger Körper mit geraden Kanten zu finden ist, da es hierbei immer nur darauf ankommt, die Durchschnitte zwischen den Kanten des einen und den Flächen des anderen Körpers zu finden.

§. 13. Eine vorzügliche Anwendung des aronometrischen Projicirens ist das Zeichnen der Krystallgestalten. Diesem Gegenstande werde ich eine besondere Abhandlung widmen, und deshalb soll nur in einigen Beispielen von der bildlichen Darstellung der einfachsten Krystallformen die Rede sein.

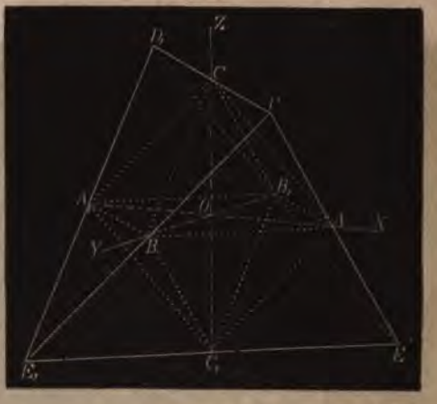
1. In Fig. 26 ist eine anisometrische Projection (9:10:5) des Rhombendodekaeders dargestellt. Setzt man die verticale Halbare $OA = 1$, so hat man die eine horizontale Halbare $OB = 0{,}9$ und die andere $OC = 0{,}5$. Trägt man diese drei Halbaren nach rückwärts auf das Axenkreuz, so bestimmt man dadurch die sechs tetragonalen Eckpunkte A, B, C, A_1, B_1, C_1, welche das Rhombendodekaeder mit dem Octaeder (s. Fig. 3) gemeinschaftlich hat. Um nun noch die übrigen Eckpunkte dieser Gestalt zu finden, halbirt man OA in M, zieht durch M die Linien DD_1 und EE_1 parallel zu den Seiten BC und B_1C_1 des quadratischen Hauptschnittes BCB_1C_1, und macht $MD = MD_1 = \frac{1}{2}BC_1 = \frac{1}{2}B_1C$, so wie $ME_1 = ME = \frac{1}{2}BC = \frac{1}{2}B_1C_1$. Die sich dadurch ergebenden Punkte D, E, D_1, E_1 sind die oberen vier trigonalen Eckpunkte des Rhombendodekaeders, welche diese Gestalt mit dem Würfel oder Heraeder gemeinschaftlich hat. Macht man noch $ON = \frac{1}{2}OA_1$ und zieht $FF_1 \parallel DD_1$, so wie $GG_1 \parallel EE_1$,

Fig. 26.

so erhält man auch die vier unteren trigonalen Eckpunkte des Rhombendodekaeders, und es bedarf daher schließlich nur noch einer Verbindung der tetragonalen Eckpunkte mit den benachbarten trigonalen Eckpunkten durch gerade Linien, wie z. B. CD, CE, CF, CG u. s. w. um das vierundzwanzigkantige Netz des Rhombendodekaeders zu erhalten.

2. Bekanntlich läßt sich das Tetraeder dadurch aus dem Octaeder ableiten, daß man von den acht Flächen desselben abwechselnd die eine wegläßt und die übrigen vier bis zu ihrem Durchschnitt vergrößert. Diese Ableitung führt Fig. 27 vor Augen. Es ist hier $ABCC_1$ das Octaeder

Fig. 27.

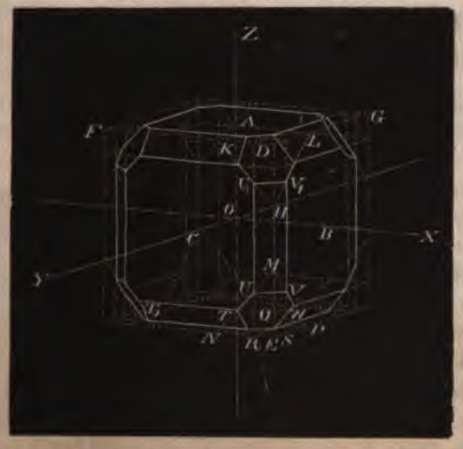


aus Fig. 3. Durch Auslassen der Flachen ABC, A_1B_1C, A_1BC_1 und AB_1C_1 und Erweitern der übrigen vier Flächen A_1BC, AB_1C, ABC_1 und $A_1B_1C_1$ entsteht das Tetraeder DD_1EE_1, dessen Eckpunkte gefunden werden, wenn man $CD = CD_1 \parallel AB \parallel A_1B_1$, so wie $C_1E = C_1E_1 \parallel AB \parallel A_1B_1$ macht. Die geraden Linien DE, DE_1, DD_1 u. s. w., welche die auf diese Weise bestimmten vier Eckpunkte mit einander verbinden, gehen auch durch die Eckpunkte A, B, C u. s. w. des Octaeders und bilden das Kantennetz des Tetraeders.

3. Die Figur 28 zeigt eine Combination von dem Heraeder mit dem Octaeder und Rhombendodekaeder, wobei die Ecken und Kanten des ersteren von den Flächen des zweiten und dritten abgestumpft werden. Es ist auch hier das Reductionsverhältniß $m : n : p = 9 : 5 : 10$, wenn man daher $OA = 1$ setzt und $OB = 0{,}9$, so wie $OC = 0{,}5$ nimmt, so erhält man in A, B und C die Mittelpunkte von drei Seitenflächen des Heraeders DEFG, dessen Seiten mit den Coordinataren OX, OY und OZ parallel laufen und doppelt so groß als OA, OB und OC erscheinen, folglich sehr leicht darzustellen sind. Schneidet man von den Ecken D, E u. s. w. dieser Gestalt aus, willkürlich von den verticalen Kanten $DH = EM$ u. s. w. ab, und macht man $DK = EN = 0{,}9\,DH$, so wie $DL = EP = 0{,}5\,DH$ u. s. w., so erhält man in H, K und L, so wie in M,

N und P die Eckpunkte der Dreiecke HKL und MNP, womit die Ecke D, E u. s. w. des Heraeders von den

Fig. 28.



Octaederflächen abgestumpft werden. Trägt man ferner von den Ecken des Heraeders, z. B. von E aus, auf den Kanten desselben ein beliebiges Stück EQ, so wie das Stück $ER = 0{,}9\,EQ$, und $ES = 0{,}5\,EQ$ ab und zieht man durch Q, R und S Linien zu den Kanten DF, DE und DG des Heraeders parallel, so sind dies die Combinationskanten zwischen dem Heraeder und Rhombendodekaeder. Diese Kanten schneiden das Abstufungsdreieck MNP in den Punkten T, U, V u. s. w., es geht daher dasselbe in ein Sechseck über, während die Abstumpfungsfläche der Kante DE die Form eines Rechteckes UVV_1U_1 annimmt. Bei den übrigen Ecken und Kanten des Heraeders kommen natürlich dieselben Veränderungen vor u. s. w.

4. Eine anisometrische Projection (9 : 5 : 10) von einer aus zwei Octaedern bestehende Zwillingsbildung führt Fig. 29 vor Augen. Macht man hier wieder $OB = OD = 0{,}9\,OA$, so wie $OC = OE = 0{,}5\,OA$, so erhält man das einfache Octaeder ABCDEF mit der quadratischen Basis BCDE. Halbirt man dessen Seiten AB, BC,

Fig. 29.

FC, FD u. s. w. in G, H, K, L u. s. w. und verbindet man diese Punkte durch gerade Linien GH, HK, KL u. s. w. mit einander, so bilden dieselben ein regelmäßiges Sechseck, welches das Octaeder in zwei symmetrische Hälften theilt. Um nun hieraus einen Zwilling zu bilden, drehen wir die eine Hälfte um eine Are, welche rechtwinkelig auf diesem Sechseck, dem sogenannten Zwillingsäquator, steht, bis sie in die entgegengesetzte Lage kommt. Die Drehungs- oder Zwillingsare OR geht durch die Mitte R der Seitenfläche ACD, welche mit dem Zwillingsäquator parallel läuft, und diese Mitte R liegt in der Höhenlinie AP des Dreieckes ABC, und zwar im Abstande $RP = \frac{1}{3}\,AP$ von der Basis CD und im Abstande $RA = \frac{2}{3}\,AP$ von der Spitze A. Bei dieser Drehung um 180 Grad kommt A nach A_1, C nach C_1 und D nach D_1, und es entstehen dadurch die ausspringenden Kanten HK, LM und NG, so wie die einspringenden Kanten GH, KL und MN.

(Die Fortsetzung im folgenden Hefte.)

Elementare Begründung der Aronometrie.

Nach einer brieflichen Mittheilung des Königl. Sardinischen Bergingenieurs Herrn Quintino Sella in Turin an Herrn Professor Weisbach

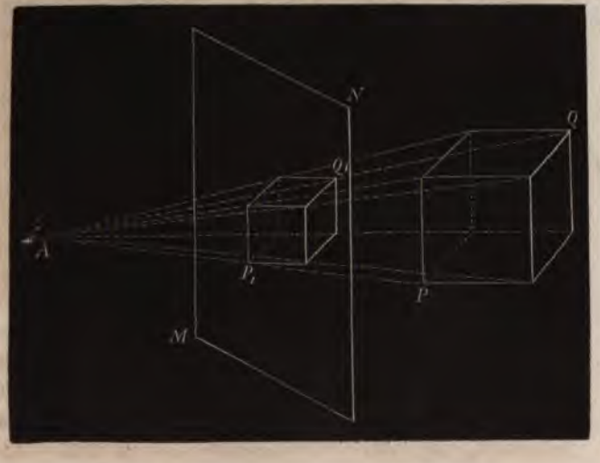
bearbeitet von

Prof. Dr. August Junge in Freiberg.

Die Aronometrie ist in dieser Zeitschrift, Band II, Seite 236 u. ff., von ihrem Begründer, dem Herrn Prof. Weisbach, einer neuen Bearbeitung unterworfen worden, welche bei dem Leser die Lehren der Trigonometrie und der analytischen Geometrie als bekannt voraussetzt. Es liegt in der Natur der Sache, daß das aronometrische Zeichnen oft von Personen wird geübt werden müssen, bei denen tiefere mathematische Kenntnisse nicht vorausgesetzt werden können, und es dürfte daher neben der soeben erwähnten Bearbeitung der Aronometrie eine elementare Behandlung desselben Gegenstandes gewiß Vielen nicht unwillkommen sein. In dem Nachfolgenden soll der Versuch einer solchen möglichst populären Darstellung der Aronometrie gemacht werden. Als Grundlage hierzu dient uns eine briefliche Mittheilung des Herrn Quintino Sella, welcher Gelegenheit hatte, im Königl. technischen Institute zu Turin mit dem besten Erfolge die Aronometrie Schülern vorzuführen, deren geometrische und algebraische Kenntnisse höchst beschränkt waren, und die von Trigonometrie und analytischer Geometrie noch keine Ahnung hatten.

§. 1. Ein körperlicher Gegenstand PQ, Fig. 1, läßt sich in folgender Weise auf einer Ebene bildlich darstellen.

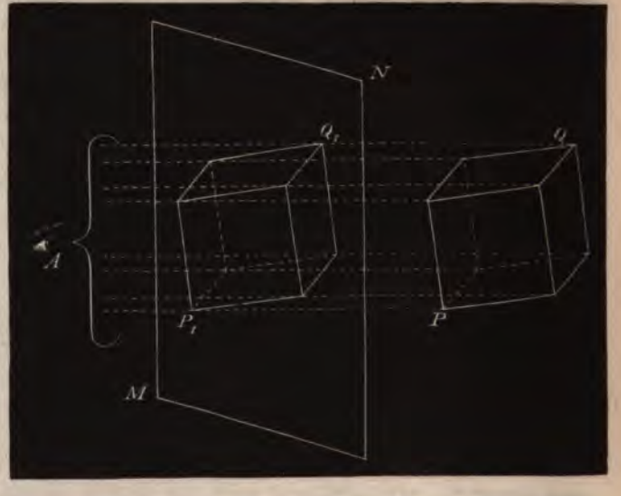
Fig. 1.



Man nimmt an, daß der darzustellende Gegenstand PQ von irgend einem Punkte A aus betrachtet werde, und denkt sich vor dem Beobachter eine Ebene MN als sogenannte Bildebene aufgestellt. Hierauf zieht man von dem Auge des Beobachters aus nach jedem Punkte des Objectes Sehlinien, wie AP und AQ. Die Durchschnittspunkte P_1 und Q_1 dieser Sehlinien mit der Bildebene MN geben die Bilder der betreffenden Punkte P und Q. Die sämmtlichen Bilder der einzelnen Punkte geben das Gesammtbild des darzustellenden Gegenstandes. Dieses Gesammtbild heißt ein perspectivisches. Dasselbe macht auf das Auge des Beobachters denselben Eindruck, wie der dargestellte Gegenstand selbst.

Von der Perspective unterscheidet sich die Aronometrie vorzugsweise dadurch, daß bei derselben der Beobachtungspunkt in unendliche Entfernung hinausgerückt wird (Fig. 2). Die Sehlinien sind daher bei derselben

Fig. 2.



sämmtlich unter sich als parallel anzunehmen und es wird außerdem noch vorausgesetzt, daß dieselben auf der Bildebene senkrecht stehen. Da sich ein Gegenstand nicht aus unendlicher Entfernung betrachten läßt, so kann das arono-

metrische Bild allerdings auf das Auge nicht genau denselben Eindruck machen, wie der dargestellte Gegenstand selbst. Dagegen aber gewährt die aronometrische Zeichnung den Vortheil, daß in ihr, wie wir später zeigen werden, alle Dimensionen eines Objectes mit Leichtigkeit dargestellt werden können. (Vergl. §. 10.)

§. 2. Bei der Aronometrie nennt man die Bildebene die Projectionsebene, die Sehlinien die Projectionslinien oder projicirenden Linien und die erhaltenen Bilder die Projectionen der betreffenden Gegenstände. Die Projection eines Punktes P, Fig. 3, ist jedenfalls wieder ein Punkt P_1. Wenn eine gerade Linie PQ, Figur 4, auf der Projectionsebene senkrecht steht, so ist ihre Projection ein Punkt P_1. Wenn eine gerade Linie PQ, Fig. 5, gegen die Projectionsebene geneigt ist, so ist die Projection eine gerade Linie P_1Q_1, die kleiner ist, als die projicirte Linie; denn zieht man PS parallel mit P_1Q_1, so entsteht das rechtwinkelige Dreieck PSQ,

Fig. 3.

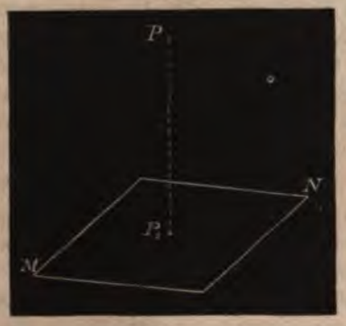


Fig. 4.

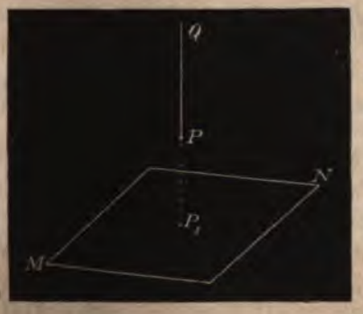
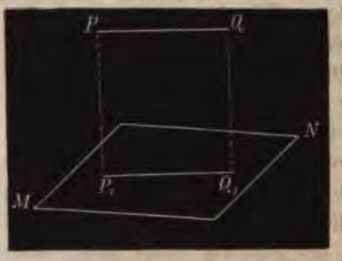


Fig. 5.

in welchem die Kathete PS kleiner ist, als die Hypotenuse PQ. Es ist aber $P_1Q_1 = PS$, folglich ist auch $P_1Q_1 < PQ$. Wenn eine gerade Linie PQ, Fig. 6, mit der Projectionsebene parallel ist, so ist die Projection eine gerade Linie P_1Q_1, die gleich ist der projicirten Linie PQ. Einzelne Theile einer projicirten Linie PQ, Fig. 5, verhalten sich zu einander, wie ihre Projectionen; denn es besteht offenbar die Proportion $PR : RQ = P_1R_1 : R_1Q_1$.

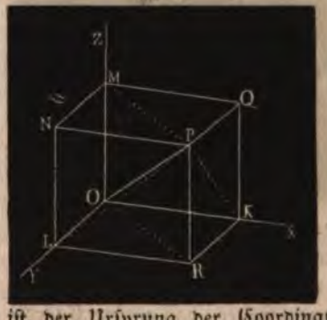
Fig. 6.



Die Projection einer ebenen Figur ist entweder wieder eine ebene Figur oder eine gerade Linie, und zwar findet das Letztere statt, wenn die projicirte Figur auf der Projectionsebene senkrecht steht. Die Projection eines Körpers PQ, Fig. 2, ist jeder Zeit eine ebene Figur P_1Q_1.

§. 3. Die Lage eines Punktes im Raume kann man in folgender Weise bestimmen. Man nimmt eine horizontale Ebene an und stellt darauf zwei senkrechte Ebenen, die sich selbst unter einem rechten Winkel durchschneiden. Diese Ebenen nennt man Coordinatenebenen und die drei geraden Linien, in welchen sich dieselben durchschneiden, Coordinatenaren. Der Punkt, in welchem sich sowohl die Coordinatenaren, als auch die Coordinatenebenen durchschneiden, heißt der Ursprung oder auch der Anfangspunkt der Coordinaten. Das Ganze wird ein Coordinatensystem genannt. Durch den Punkt, dessen Lage bestimmt werden soll, legt man hierauf drei neue Ebenen, welche auf den Coordinatenaren, und folglich auch auf den Coordinatenebenen senkrecht stehen. Diese so erhaltenen sechs Ebenen bilden ein rechtwinkeliges Parallelepiped, in welchem der Punkt, dessen Lage bestimmt werden soll, diejenige Ecke ist, welche dem Ursprunge der Coordinaten gegenüber liegt, und man erkennt nun leicht, daß durch die drei Kanten dieses rechtwinkeligen Parallelepipeds die Lage unseres Punktes in Bezug auf das angenommene Coordinatensystem vollständig bestimmt wird. Die drei Kanten des rechtwinkeligen Parallelepipeds werden die Coordinaten des betreffenden Punktes genannt. Dieselben sind jedenfalls so groß, als die Entfernungen des Punktes von den drei Coordinatenebenen. Zur weiteren Veranschaulichung bedienen wir uns der Fig. 7. XOY, XOZ und YOZ sollen die erwähnten drei Coordinatenebenen vorstellen, gegen welche die Lage eines Punktes P bestimmt werden soll. Der Punkt O ist der Ursprung der Coordinaten und die Durchschnittslinien OX, OY und OZ sind die Coordinatenaren. Wir

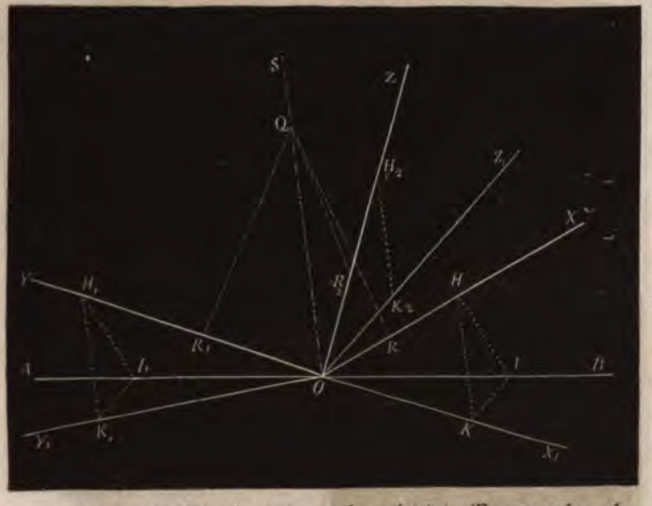
Fig. 7.



wollen die Ebene XOY als horizontal, die Ebenen XOZ und YOZ dagegen als vertical voraussetzen. Hieraus ergiebt sich von selbst für OX und OY die horizontale und für OZ die verticale Lage. Wir legen nun durch den Punkt P drei neue Ebenen, nämlich PQKR senkrecht auf OX, PNLR senkrecht auf OY und PQMN senkrecht auf OZ. Hierdurch entsteht das rechtwinkelige Parallelepiped OKRLNMQP und es ist die Lage des Punktes P gegen die angenommenen drei Coordinatenebenen durch die drei Kanten dieses Parallelepipeds vollständig bestimmt; denn man gelangt z. B. jedenfglls zu dem Punkte P, wenn man die drei Kanten OK, KR und RP der Reihe nach durchläuft. Es ist zu beachten, daß jede Coordinate des Punktes P in dem erwähnten Parallelepiped viermal vorkommt; denn es ist 1. $OK = LR = NP = MQ$, 2. $OL = KR = QP = MN$ und 3. $OM = KQ = RP = LN$. Diese drei Coordinaten des Punktes P liegen, wie die Figur zeigt, der Reihe nach in den drei Coordinatenaren OX, OY und OZ oder in Richtungen, welche mit diesen Coordinatenaren parallel sind, und man bezeichnet dieselben daher der Reihe nach mit x, y und z, so daß man hat $OK = x$, $OL = y$ und $OM = z$. Da die Coordinaten x, y und z der Reihe nach gleich den Linien PN, PQ und PR sind, so geben dieselben zugleich, wie oben bereits bemerkt wurde, die Entfernungen des Punktes P von den Coordinatenebenen YOZ, XOZ und XOY an.

§. 4. Wir denken uns jetzt im Raume drei rechtwinkelige Coordinatenaren OX, OY und OZ, Fig. 8,

Fig. 8.



wie wir dieselben in dem vorhergehenden Paragraphen beschrieben haben. Durch den Ursprung O legen wir eine beliebige gerade Linie OS, welche die Beobachtungslinie heißen soll, weil wir annehmen wollen, daß unsere Coordinatenaren in der Richtung dieser Linie aus unendlicher Entfernung betrachtet werden. Wenn wir nun rechtwinkelig auf diese Beobachtungslinie durch den Ursprung O der Coordinaten die Bild- oder Projectionsebene legen, so ist klar, daß sich auf dieser Projectionsebene die drei Coordinatenaren OX, OY und OZ in bestimmten Lagen OX_1, OY_1 und OZ_1 projiciren und zwar hängt die Lage dieser Projectionen der Coordinatenaren von den Winkeln XOS, YOS und ZOS ab, welche die Beobachtungslinie OS, mit welcher alle projicirenden Linien parallel sind, mit den Coordinatenaren bildet. Diese drei Winkel sind aber die Complemente von den Winkeln XOX_1, YOY_1 und ZOZ_1, welche die Coordinatenaren OX, OY und OZ mit der Projectionsebene oder ihren Projectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 bilden; denn es ist $XOS + XOX_1 = 90^o$, $YOS + YOY_1 = 90^o$ und $ZOS + ZOZ_1 = 90^o$.

Man kann daher auch sagen, daß die Lage der Projectionen der Coordinatenaren von den Winkeln abhängt, welche die Coordinatenaren mit ihren Projectionen oder mit der Projectionsebene bilden.

§. 5. Auf den Coordinatenaren im Raume tragen wir drei gleiche Längen $OH = OH_1 = OH_2$ auf, die wir gleich der Einheit, etwa gleich einem Fuß, setzen wollen. Diese drei gleichen Längen projiciren sich mit den Coordinatenaren zugleich auf der Projectionsebene, und zwar ist OK die Projection von OH, OK_1 die Projection von OH_1 und OK_2 die Projection von OH_2. Als projicirende Linien der Endpunkte H, H_1 und H_2 erscheinen die Linien HK, H_1K_1 und H_2K_2. Wenn die Projectionen OK, OK_1 und OK_2 der Einheit bekannt sind, so lassen sich aus denselben die Winkel ableiten, welche die Coordinatenaren OX, OY und OZ mit ihren Projectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 oder mit der Projectionsebene bilden; denn wenn man ein rechtwinkeliges Dreieck OKH bildet, in welchem $OH = 1$ als Hypotenuse und OK als eine Kathete vorkommt, so ist HOK der Winkel, welchen die Coordinatenare OX mit ihrer Projection OX_1 bildet. Verfährt man in derselben Weise mit den Größen OK_1 und OK_2, so erhält man auch die Winkel H_1OK_1 und H_2OK_2, welche die Coordinatenaren OY und OZ mit ihren Projectionen OY_1 und OZ_1 bilden. Da von diesen Winkeln die Lage der Projectionen der Coordinatenaren abhängt, so ist die Lage dieser Projectionen auch durch die Größen OK, OK_1 und OK_2, nämlich durch die Projectionen der Einheit gegeben.

§. 6. Auf der Beobachtungslinie OS tragen wir jetzt ebenfalls eine der Einheit gleiche Länge $OQ = OH = OH_1 = OH_2$ auf und ziehen von Q aus auf die Coordinatenaren die Senkrechten QR, QR_1 und QR_2. Man begreift leicht, daß OR, OR_1 und OR_2 als die Kanten eines rechtwinkeligen Parallelepipedes betrachtet werden können, in welchem $OQ = 1$ die Diagonale ist, und man hat daher nach einem bekannten Satze

$$\overline{OR}^2 + \overline{OR_1}^2 + \overline{OR_2}^2 = \overline{OQ}^2 = 1.$$

Es ist auch

$$\Delta\, ORQ \cong \Delta\, OHK,\ \Delta\, OR_1Q \cong \Delta\, OH_1K_1 \text{ und}$$
$$\Delta\, OR_2Q \cong \Delta\, OH_2K_2,$$

denn man hat

$$OQ = OH$$
$$ROQ = KHO$$
$$ORQ = OKH$$
$$\Delta\, ORQ \cong \Delta\, OHK.$$

In derselben Weise kann die Congruenz der beiden anderen Paare von Dreiecken bewiesen werden.

Daraus folgt $OR = HK$, $OR_1 = H_1K_1$ und $OR_2 = H_2K_2$ und $\overline{HK}^2 + \overline{H_1K_1}^2 + \overline{H_2K_2}^2 = 1$. Wenn man demnach auf den drei Coordinatenaxen vom Ursprung aus drei der Einheit gleiche Längen $OH = OH_1 = OH_2$ aufträgt und dieselben auf eine durch den Ursprung des Coordinatensystems gehende Ebene projicirt, so ist die Summe der Quadrate der Linien HK, H_1K_1 und H_2K_2, welche die Endpunkte H, H_1 und H_2 von jenen Längen projiciren, gleich der Einheit. Verbindet man mit dieser Beziehung $\overline{HK}^2 + \overline{H_1K_1}^2 + \overline{H_2K_2}^2 = 1$ die Gleichungen

$$\overline{OK}^2 + \overline{HK}^2 = 1,\ \overline{OK_1}^2 + \overline{H_1K_1}^2 = 1 \text{ und}$$
$$\overline{OK_2}^2 + \overline{H_2K_2}^2 = 1,$$

so erhält man die neue Relation

$$\overline{OK}^2 + \overline{OK_1}^2 + \overline{OK_2}^2 = 2.$$

Wenn man daher auf den Coordinatenaxen drei der Einheit gleiche Längen annimmt, so ist die Summe der Quadrate der Projectionen derselben stets gleich zwei. Wenn nun das Verhältniß dieser Projectionen OK, OK_1 und OK_2 durch die beliebigen Zahlen m, n und p gegeben ist, so lassen sich aus den Bedingungsgleichungen

$$\overline{OK}^2 + \overline{OK_1}^2 + \overline{OK_2}^2 = 2 \text{ und}$$
$$OK : OK_1 : OK_2 = m : n : p$$

die Projectionen OK, OK_1 und OK_2 leicht berechnen, und zwar findet man

$$OK = \sqrt{\frac{2m^2}{m^2+n^2+p^2}},\ OK_1 = \sqrt{\frac{2n^2}{m^2+n^2+p^2}},$$
$$OK_2 = \sqrt{\frac{2p^2}{m^2+n^2+p^2}}.$$

In dem vorhergehenden Paragraphen haben wir gesehen, daß die Lage der Projectionen der Coordinatenaxen durch die Größen OK, OK_1 und OK_2 völlig bestimmt ist. Da nun aber diese letzteren Größen auch durch die Verhältnißzahlen m, n und p gegeben sind, so läßt sich behaupten, daß die Lage der Projectionen der Coordinatenaxen auch durch das Verhältniß der Projectionen von gleichen Längen auf den Coordinatenaxen bestimmt ist.

§. 7. Wir wollen jetzt zeigen, wie sich aus den Verhältnißzahlen m, n und p die Lage der Projectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 der Coordinatenaxen OX, OY und OZ ableiten läßt. Wenn man die für OK, OK_1 und OK_2 gefundenen Werthe in die Gleichungen

$$\overline{OK}^2 + \overline{HK}^2 = 1,\ \overline{OK_1}^2 + \overline{H_1K_1}^2 = 1 \text{ und}$$
$$\overline{OK_2}^2 + \overline{H_2K_2}^2 = 1$$

einführt, so erhält man

$$HK = \sqrt{\frac{-m^2+n^2+p^2}{m^2+n^2+p^2}},$$
$$H_1K_1 = \sqrt{\frac{m^2-n^2+p^2}{m^2+n^2+p^2}},$$
$$H_2K_2 = \sqrt{\frac{m^2+n^2-p^2}{m^2+n^2+p^2}},$$

Erweitert man in Fig. 8 die Coordinatenebene XOY bis sie die Projectionsebene in der geraden Linie AB durchschneidet, so steht AB jedenfalls senkrecht auf der Coordinatenaxe OZ und auch auf ihrer Projection OZ_1. Legt man ferner durch die projicirende Linie HK eine Ebene senkrecht auf AB, so entsteht das rechtwinkelige Dreieck HIK. Die Seiten dieses Dreieckes kreuzen die Seiten des Dreieckes OH_2K_2 rechtwinkelig, und daher ist

$$\Delta\, HIK \sim OH_2K_2.$$

Es gilt also die Proportion $IK : HK = H_2K_2 : OK_2$. Daraus folgt

$$IK = \frac{HK \,.\, H_2K_2}{OK_2}.$$

Führt man hierin die oben für HK, H_2K_2 und OK_2 berechneten Werthe ein, so ist

$$IK = \sqrt{\frac{(m^2+n^2-p^2)(-m^2+n^2+p^2)}{(m^2+n^2+p^2)\,2p^2}}.$$

Ferner hat man $HI : HK = OH_2 : OK_2$ folglich

$$HI = \frac{HK \,.\, OH_2}{OK_2} = \sqrt{\frac{-m^2+n^2+p^2}{2p^2}},$$
$$OI = \sqrt{1-\overline{HI}^2} = \sqrt{\frac{m^2-n^2+p^2}{2p^2}}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{IK}{OI} = \sqrt{\frac{(m^2+n^2-p^2)(-m^2+n^2+p^2)}{(m^2+n^2+p^2)(m^2-n^2+p^2)}}.$$

Legt man durch die projicirende Linie H_1K_1 eine Ebene senkrecht auf AB, so entsteht das Dreieck $H_1I_1K_1$, welches ebenfalls dem Dreieck OH_2K_2 ähnlich ist. Man hat daher

$$I_1K_1 : H_1K_1 = H_2K_2 : OK_2,$$
$$I_1K_1 = \frac{H_1K_1 \,.\, H_2K_2}{OK_2}$$
$$= \sqrt{\frac{(m^2-n^2+p^2)(m^2+n^2-p^2)}{(m^2+n^2+p^2)\,.\,2p^2}}.$$

Ferner

$$H_1I_1 : H_1K_1 = OH_2 : OK_2,$$
$$H_1I_1 = \frac{H_1K_1 \,.\, OH_2}{OK_2} = \sqrt{\frac{m^2-n^2+p^2}{2p^2}},$$

$$OI_1 = \sqrt{1 - \overline{H_1 I_1}^2} = \sqrt{\frac{-m^2 + n^2 + p^2}{2p^2}}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{I_1 K_1}{OI_1} = \sqrt{\frac{(m^2 + n^2 - p^2)(m^2 - n^2 + p^2)}{(m^2 + n^2 + p^2)(-m^2 + n^2 + p^2)}}.$$

Setzt man

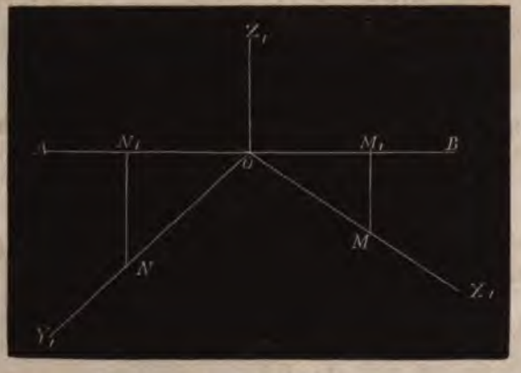
$$\frac{m^2 + n^2 + p^2}{2} = s^2, \text{ so ist}$$

$$\frac{IK}{OI} = \sqrt{\frac{(s^2 - p^2)(s^2 - m^2)}{s^2(s^2 - n^2)}} \text{ und}$$

$$\frac{I_1 K_1}{OI_1} = \sqrt{\frac{(s^2 - p^2)(s^2 - n^2)}{s^2(s^2 - m^2)}}.$$

Mit Hilfe dieser Linienverhältnisse lassen sich nun nach den gegebenen Verhältnißzahlen m, n und p die Lagen der Arenprojectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 construiren, und zwar kann dies in folgender Weise geschehen (Fig. 9). Man

Fig. 9.



nimmt zunächst die Projection OZ_1 beliebig an und legt darauf senkrecht die Linie AB als Hilfslinie. Hierauf zieht man OX_1 und OY_1 so, daß man hat

$$\frac{M_1 M}{O M_1} = \frac{IK}{OI} = \sqrt{\frac{(s^2 - p^2)(s^2 - m^2)}{s^2(s^2 - n^2)}} \text{ und}$$

$$\frac{N_1 N}{O N_1} = \frac{I_1 K_1}{OI_1} = \sqrt{\frac{(s^2 - p^2)(s^2 - n^2)}{s^2(s^2 - m^2)}}.$$

Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Linien $M_1 M$ und $N_1 N$ senkrecht auf AB stehen. (Vergl. Fig. 8 und §. 11.)

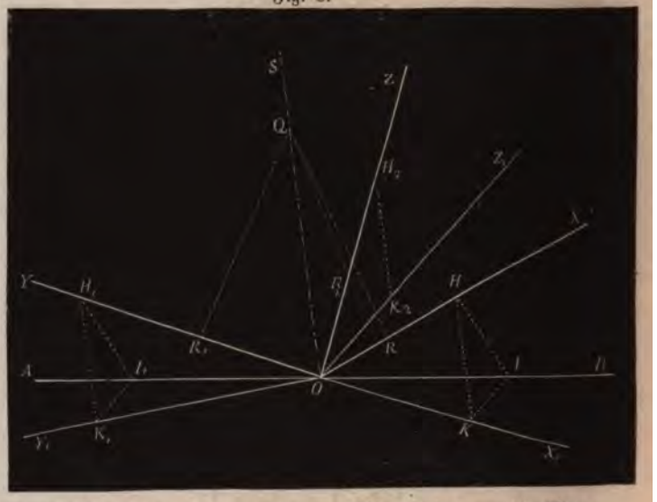
§. 8. Die Verhältnißzahlen m, n, p dürfen keineswegs ganz beliebig gewählt werden. Da die Projection einer geraden Linie immer kleiner oder höchstens eben so groß ist, als die projicirte Linie selbst, so ist, Fig. 8, $OK \leqq OH$, $OK_1 \leqq OH_1$ und $OK_2 \leqq OH_2$. Da aber $OH = OH_1 = OH_2 = 1$ angenommen wurde, so hat man $OK \leqq 1$, $OK_1 \leqq 1$ und $OK_2 \leqq 1$. Setzt man hierin die für OK, OK_1 und OK_2 die in §. 6 berechneten Werthe ein, so findet man leicht die Bedingungsgleichungen

$$n^2 + p^2 \geqq m^2,\ m^2 + p^2 \geqq n^2 \text{ und } m^2 + n^2 \geqq p^2.$$

Man muß also die Verhältnißzahlen m, n und p so wählen, daß das Quadrat der einen immer kleiner oder höchstens gleich der Summe der Quadrate der beiden anderen ist.

§. 9. Wenn sich, Fig. 8, die Projectionen OK, OK_1 und OK_2 der Einheit $OH = OH_1 = OH_2$ auf den drei

Fig. 8.



Coordinatenaren wie m : n : p verhalten und wenn die Projection der Einheit auf der X-Are gleich OK ist, so ist die Projection OK_1 der Einheit auf der Y-Are gleich $OK \cdot \frac{n}{m}$ und die Projection OK_2 der Einheit auf der Z-Are gleich $OK \cdot \frac{p}{m}$; denn man hat dann

$$OK : OK \cdot \frac{n}{m} : OK \cdot \frac{p}{m} = m : n : p.$$

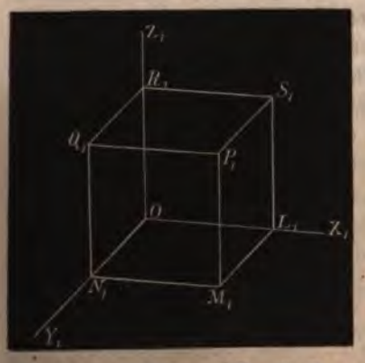
Es mögen nun auf den drei Coordinatenaren OX, OY und OZ drei beliebige Strecken x, y und z als die Coordinaten eines Punktes im Raume gegeben sein.

Wenn man dann die Coordinatenaren auf eine Bildebene projicirt, so projiciren sich natürlich auch die Coordinaten x, y und z zugleich mit und es erhalten nach der so eben gemachten Voraussetzung die Projectionen von x, y und z der Reihe nach die Werthe $OK \cdot x$, $OK \cdot \frac{n}{m} \cdot y$ und $OK \cdot \frac{p}{m} \cdot z$.

Wenn die Lage der Projectionen OX_1, OY_1 und OZ_1, Fig. 10, der Coordinatenaren OX, OY und OZ im Raume nach dem in §. 7 angegebenen Verfahren gefunden worden ist, so kann man nun auch die Projectionen der Coordinaten x, y und z eines Punktes P mit Leichtigkeit auf die Projectionen der Coordinatenaren auftragen, und zwar braucht man nur $OL_1 = OK \cdot x$, $ON_1 = OK \cdot \frac{n}{m} \cdot y$

und $OR_1 = OK \cdot \frac{p}{m} \cdot z$ zu machen. In dem rechtwinkeligen Parallelepiped, dessen Seiten gleich den Coordinaten des Punktes P sind, sind je vier Seiten gleich und parallel. Es müssen daher auch die Projectionen derselben gleich und parallel sein. Zieht man daher

Fig. 10.



$L_1 M_1 \parallel OY_1$,
$L_1 S_1 \parallel OZ_1$,
$N_1 M_1 \parallel OX_1$,
$N_1 Q_1 \parallel OZ_1$,
$R_1 Q_1 \parallel OY_1$,
$R_1 S_1 \parallel OX_1$

und sodann $M_1 P_1 \parallel OZ_1$, $S_1 P_1 \parallel OY_1$, $Q_1 P_1 \parallel OX_1$, so hat man die Projection des betreffenden Parallelepipeds erhalten, und P_1 ist die Projection des Punktes P im Raume. Wenn es sich blos darum handelt, die Projection P_1 eines Punktes P im Raume, dessen Lage durch seine Coordinaten x, y und z bestimmt ist, anzugeben, so wird man $OL_1 = OK \cdot x$, ferner $L_1 M_1$ parallel mit OY_1 und gleich $OK \cdot \frac{n}{m} \cdot y$ und endlich $M_1 P_1$ parallel mit OZ_1 und gleich $OK \cdot \frac{p}{m} \cdot z$ eintragen. Nach diesem Verfahren kann man natürlich die Projectionen von jeder beliebigen Anzahl von Punkten eintragen, d. h. man kann hiernach jeden beliebigen Gegenstand aronometrisch projiciren.

Die Multiplication mit OK kann vermieden werden. Wenn man nämlich die Projectionen $OL_1 = OK \cdot x$, $ON_1 = OK \cdot \frac{n}{m} \cdot y$ und $OR_1 = OK \cdot \frac{p}{m} \cdot z$ mit $\frac{1}{OK}$ multiplicirt, so erhält man die Werthe x, $\frac{n}{m} \cdot y$ und $\frac{p}{m} \cdot z$. Diese Werthe sind das $\frac{1}{OK}$ fache von den ursprünglichen, und wenn man dieselben anstatt der ursprünglichen in die Zeichnung einträgt, so erscheinen alle Dimensionen $\frac{1}{OK}$ mal vergrößert. Man hat also nach einem $\frac{1}{OK}$ mal größeren Maßstabe gearbeitet. Dies bleibt aber ohne weiteren Einfluß, da man in der Regel ohnehin nach einem verjüngten Maßstabe zeichnet. Zeichnet man z. B. nach einem Maßstabe mit einer Verjüngung von $\frac{1}{1000}$ und ist $OK = 0{,}5$, so erscheint die Zeichnung, wenn man die Multiplication mit OK unterläßt und also die Werthe x, $\frac{n}{m} y$, $\frac{p}{m} z$ als Projectionen der Coordinaten aufträgt, in einer Verjüngung von $\frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{0{,}5} = \frac{1}{500}$. Künftighin werden wir daher, der Bequemlichkeit wegen, die Multiplicationen mit OK immer unterlassen.

Da man bei dem aronometrischen Zeichnen fortwährend mit den Projectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 Parallellinien zu ziehen hat, so thut man wohl, wenn man sich ein Winkellineal anfertigen läßt, dessen Kanten die Richtungen OX_1, OY_1 und OZ_1 angeben. In Fig. 11 ist ein solches Winkellineal dargestellt. Die Kante AB soll die Richtung OX_1, die Kante AC die Richtung OZ_1 und die Kante CD die Richtung OY_1 darstellen. Die Gestalt eines solchen Winkellineals ändert sich natürlich mit den Verhältnißzahlen m, n, p. (Vergl. §. 11.)

Fig. 11.

§. 10. Wir wollen jetzt die verschiedenen Arten des aronometrischen Zeichnens kennen lernen. Zunächst kann man die Beobachtungslinie OS, Fig. 8, mit einer der Coordinatenaren OX, OY und OZ zusammen fallen lassen. Die Bild- oder Projectionsebene liegt dann in einer von den Coordinatenebenen XOY, XOZ, YOZ. Dieser Fall wird im engeren Sinne nicht zur Aronometrie gerechnet, sondern bildet die unter dem Namen der orthographischen Projection bekannte Zeichnenmethode. Bei derselben ist immer eine von den Verhältnißzahlen m, n, p gleich Null und die anderen beiden sind gleich 1. Wenn die Beobachtungslinie OS mit der Coordinatenare OZ zusammenfällt, so liegt die Bildebene in der horizontalen Coordinatenebene XOY. Die Projection der Coordinate z ist jetzt blos ein Punkt und die Coordinaten x und y erscheinen in ihren wirklichen Größen. Das so erhaltene Bild heißt der Grundriß des dargestellten Gegenstandes. Man kann aus demselben nur zwei Dimensionen, die Länge und Breite, des Gegenstandes entnehmen, und es macht auf das Auge den Eindruck, als ob der Gegenstand aus unendlicher Entfernung in der Richtung von oben nach unten betrachtet worden wäre. Wenn die Beobachtungslinie mit der Are OY zusammenfällt, so liegt die Bildebene in der verticalen Coordinatebene XOZ. Jetzt ist die Projection der Coordinate y ein bloßer Punkt und die Projectionen der Coordinaten x und z erscheinen in ihren wirklichen Größen. Das so erhaltene Bild heißt der erste Aufriß des dargestellten Gegenstandes, und es sind in demselben wiederum nur zwei Dimensionen, die Länge und Höhe, des Gegenstandes

enthalten. Läßt man endlich noch die Beobachtungslinie OS mit der Coordinatenare OX zusammen fallen, so erhält man den zweiten oder seitlichen Aufriß, in welchem nur die Breite und Höhe des dargestellten Gegenstandes enthalten sind. Wenn man daher alle Dimensionen eines Gegenstandes darstellen will, so muß man bei der orthographischen Projection zwei Bilder entwerfen. Bei der Aronometrie im engeren Sinne dagegen kann man alle drei Dimensionen eines Gegenstandes in einem Bilde darstellen, indem bei derselben keine von den Verhältnißzahlen m, n, p gleich Null ist, und also auch keine von den Coordinaten x, y und z verschwindet.

§. 11. Jenachdem man von den Verhältnißzahlen m, n, p alle drei einander gleich, oder nur zwei einander gleich setzt, oder endlich alle drei verschieden annimmt, erhält man drei verschiedene Arten der Aronometrie im engeren Sinne, die von Prof. Weisbach der Reihe nach mit den Namen der isometrischen, der monodimetrischen und der anisometrischen Projectionsmethoden belegt worden sind.

1. Bei der isometrischen Projection ist also $m = n = p = 1$, und in Beziehung auf §. 7

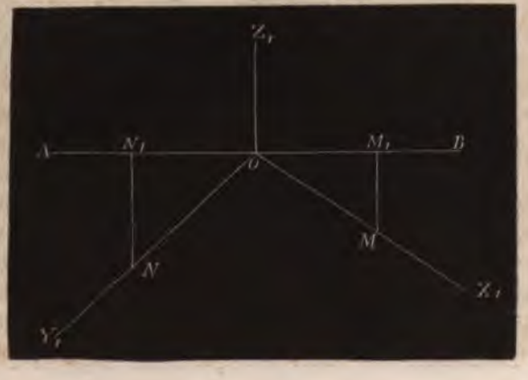
$$s^2 = \frac{m^2 + n^2 + p^2}{2} = \frac{3}{2}$$

$$\frac{IK}{OI} = \sqrt{\frac{(s^2-p^2)\,(s^2-m^2)}{s^2\,(s^2-n^2)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{3}{2}-1\right)\left(\frac{3}{2}-1\right)}{\frac{3}{2}\cdot\left(\frac{3}{2}-1\right)}} = \sqrt{\frac{1}{3}} = \frac{1}{\sqrt{3}}$$

$$\frac{I_1K_1}{OI_1} = \sqrt{\frac{(s^2-p^2)\,(s^2-n^2)}{s^2\,(s^2-m^2)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{3}{2}-1\right)\left(\frac{3}{2}-1\right)}{\frac{3}{2}\cdot\left(\frac{3}{2}-1\right)}} = \sqrt{\frac{1}{3}} = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Um daher jetzt die Projectionen der Coordinatenaren zu finden, wird man in Figur 9 $MM_1 = NN_1 = 1$ und

Fig. 9.



$OM_1 = ON_1 = \sqrt{3}$ machen. Aus einfachen geometrischen Gründen ist dann $\angle MOM_1 = NON_1 = 30^0$, daraus folgt $X_1OY_1 = X_1OZ_1 = Y_1OZ_1 = 120^0$. Die Lage der Projectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 der Coordinatenaren läßt sich also bei der isometrischen Projection sehr leicht finden, desgleichen ist auch das Eintragen der Coordinaten x, y und z eines Punktes sehr bequem, da man mit Rücksicht auf die in §. 9 gemachte Bemerkung dieselben nach ihren wirklichen Maßen einzeichnen kann.

2. Bei der monodimetrischen Projection kann man natürlich die Verhältnißzahlen m, n, p in sehr verschiedener Weise wählen, gewöhnlich setzt man jedoch

$m : n : p = 1 : \frac{1}{2} : 1$. Es ist dann §. 7

$$s^2 = \frac{m^2 + n^2 + p^2}{2} = \frac{9}{8}.$$

$$\frac{IK}{OI} = \sqrt{\frac{(s^2-p^2)\,(s^2-m^2)}{s^2\,(s^2-n^2)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{9}{8}-1\right)\left(\frac{9}{8}-1\right)}{\frac{9}{8}\left(\frac{9}{8}-\frac{1}{4}\right)}} = \sqrt{\frac{1}{63}}$$

oder annähernd gleich $\frac{1}{8}$,

$$\frac{I_1K_1}{OI_1} = \sqrt{\frac{(s^2-p^2)\,(s^2-n^2)}{s^2\,(s^2-m^2)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{9}{8}-1\right)\left(\frac{9}{8}-\frac{1}{4}\right)}{\frac{9}{8}\left(\frac{9}{8}-1\right)}} = \sqrt{\frac{7}{9}}$$

oder annähernd gleich $\frac{8}{9}$.

Macht man demnach in Fig. 9 $OM_1 = 8$ und $MM_1 = 1$, so findet man die Lage von OX_1, macht man $ON_1 = 9$ und $NN_1 = 8$, so erhält man die Lage von OY_1. Von den Coordinaten x und z werden die wirklichen Maße, von der Coordinate y aber wird die Hälfte des wirklichen Maßes eingetragen.

3. Auch bei der anisometrischen Projectionsmethode kann man die Verhältnißzahlen m, n und p sehr verschieden wählen. Wir wollen blos den einen Fall hervorheben, bei welchem $m : n : p = 0{,}9 : 0{,}5 : 1$ ist. Man hat dann

$$s^2 = \frac{m^2 + n^2 + p^2}{2} = \frac{206}{200},$$

$$\frac{IK}{OI} = \sqrt{\frac{(s^2-p^2)\,(s^2-m^2)}{s^2\,(s^2-n^2)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{206}{200}-1\right)\left(\frac{206}{200}-\frac{81}{100}\right)}{\frac{206}{200}\cdot\left(\frac{206}{200}-\frac{25}{100}\right)}} = \sqrt{\frac{11}{1339}}$$

oder annähernd gleich $\frac{1}{11}$,

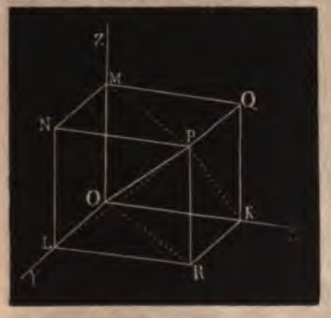
$$\frac{I_1K_1}{OI_1} = \sqrt{\frac{(s^2-p^2)(s^2-n^2)}{s^2(s^2-m^2)}}$$

$$= \sqrt{\frac{\left(\frac{206}{200}-1\right)\left(\frac{206}{200}-\frac{25}{100}\right)}{\frac{206}{200}\cdot\left(\frac{206}{200}-\frac{81}{100}\right)}} = \sqrt{\frac{117}{1133}},$$

oder annähernd $\frac{1}{3}$ oder $\frac{8}{25}$.

Macht man daher in Fig. 7 $OM_1 = 11$ und $MM_1 = 1$, so erhält man die Lage von OX_1, und macht man $ON_1 = 3$ und $NN_1 = 1$, so erhält man die Lage von OY_1.

Fig. 7.



In Bezug auf die Coordinaten eines Punktes trägt man von z die wirkliche Länge, von y nur 0,5 und von x nur 0,9 der wirklichen Länge auf.

Man wird nicht wohlthun, wenn man die Richtungen der Arenprojectionen OX_1, OY_1 und OZ_1 bei jeder Zeichnung von Neuem construirt. Es wird vielmehr vortheilhaft sein, wenn man die vorstehenden Linienverhältnisse benutzt, um das §. 9 erwähnte Winkellineal darnach zu construiren.

§. 12. Wenn die Lage der Arenprojectionen OX_1 und OY_1, Fig. 9, durch die Linienverhältnisse $\frac{MM_1}{OM_1} = a$ und $\frac{NN_1}{ON_1} = b$ gegeben ist, so kann man daraus das Verhältniß $m:n:p$ der Projectionen der Einheit finden. Es ist dann nämlich

$$a = \sqrt{\frac{(m^2+n^2-p^2)(-m^2+n^2+p^2)}{(m^2+n^2+p^2)(m^2-n^2+p^2)}} \text{ und}$$

$$b = \sqrt{\frac{(m^2+n^2-p^2)(m^2-n^2+p^2)}{(m^2+n^2+p^2)(-m^2+n^2+p^2)}}, \text{ folglich}$$

$$ab = \frac{m^2+n^2-p^2}{m^2+n^2+p^2} \text{ und}$$

$$\frac{a}{b} = \frac{-m^2+n^2+p^2}{m^2-n^2+p^2}.$$

Aus diesen beiden Gleichungen findet man

$$m:n:p = \sqrt{(1+a^2)b} : \sqrt{(1+b^2)a} : \sqrt{(1-ab)(a+b)}.$$

Führt man diese Werthe für m, n und p in den Formeln §. 6 für OK, OK_1 und OK_2 ein, so erhält man

$$OK = \sqrt{\frac{(1+a^2)b}{a+b}},$$

$$OK_1 = \sqrt{\frac{(1+b^2)a}{a+b}},$$

$$OK_2 = \sqrt{1-ab}.$$

Die vorstehenden Resultate kann man auch direct aus Fig. 8 ableiten. Man hat nämlich $\Delta OHI \cong \Delta OH_1I_1$, weil in diesen Dreiecken $OH = OH_1$ ist und weil außerdem alle Winkel paarweise gleich sind. Daher ist $OI = I_1H_1$. Nun ist $\overline{I_1H_1}^2 + \overline{OI_1}^2 = \overline{OH_1}^2 = 1$, folglich auch $\overline{OI}^2 + \overline{OI_1}^2 = 1$. Man hat ferner $\overline{OK}^2 = \overline{OI}^2 + \overline{IK}^2$, $\overline{OK_1}^2 = \overline{OI_1}^2 + \overline{I_1K_1}^2$, und da nach §. 6 $\overline{OK}^2 + \overline{OK_1}^2 + \overline{OK_2}^2 = 2$ ist, so ist auch $\overline{OI}^2 + \overline{IK}^2 + \overline{OI_1}^2 + \overline{I_1K_1}^2 + \overline{OK_2}^2 = 2$ oder $\overline{IK}^2 + \overline{I_1K_1}^2 + \overline{OK_2}^2 = 1$ und folglich $\overline{IK}^2 + \overline{I_1K_1}^2 + \overline{OK_2}^2 = \overline{OI}^2 + \overline{OI_1}^2$ oder $\overline{OK_2}^2 = \overline{OI}^2 + \overline{OI_1}^2 - \overline{IK}^2 - \overline{I_1K_1}^2$.

Setzt man für OK, OK_1 und OK_2 die soeben gefundenen Werthe, so gelangt man zu der Proportion:

$$\overline{OK}^2 : \overline{OK_1}^2 : \overline{OK_2}^2$$
$$= \overline{OI}^2 + \overline{IK}^2 : \overline{OI_1}^2 + \overline{I_1K_1}^2 : \overline{OI}^2 + \overline{OI_1}^2 - \overline{IK}^2 - \overline{I_1K_1}^2.$$

Aus der Congruenz der Dreiecke OHI und OH_1I_1 und der Aehnlichkeit der Dreiecke HIK und $H_1I_1K_1$ folgt $OI.IK = OI_1.I_1K_1$. Dividirt man durch diese Producte die rechte Seite der vorstehenden Proportion, so erhält man

$$\overline{OK}^2 : \overline{OK_1}^2 : \overline{OK_2}^2$$
$$= \frac{OI}{IK} + \frac{IK}{OI} : \frac{OI_1}{I_1K} + \frac{I_1K_1}{OI_1} : \frac{OI}{IK} + \frac{OI_1}{I_1K_1} - \frac{IK}{OI} - \frac{I_1K_1}{OI_1}.$$

Wenn nun

$$\frac{IK}{OI} = \frac{MM_1}{OM_1} = a \text{ und}$$

$$\frac{I_1K_1}{OI_1} = \frac{NN_1}{ON_1} = b \text{ ist, so hat man}$$

$$\overline{OK}^2 : \overline{OK_1}^2 : \overline{OK_2}^2 = \frac{1}{a} + a : \frac{1}{b} + b : \frac{1}{a} + \frac{1}{b} - a - b,$$

oder

$$m:n:p = \sqrt{(1+a^2)b} : \sqrt{(1+b^2)a} : \sqrt{(1-ab)(a+b)}.$$

Hiermit ist die elementare Begründung der Aronometrie beendigt. Praktische Anleitung zum aronometrischen Zeichnen geben die betreffenden Abhandlungen des Herrn Prof. Weisbach in diesem und den folgenden Heften dieser Zeitschrift.

Ueber die selbstthätige Schütze.

Von

Chaubart.

(Hierzu Tafel 8.)

Wir entnehmen die folgende Beschreibung der Chaubart'schen Schütze einem Rapport des Herrn Schlösing, ingénieur des ponts et chaussées, welcher beauftragt war, zu untersuchen, ob die sinnreiche Vorrichtung sich auch in der Praxis bewähre. Die angestellten Versuche befriedigten so vollkommen, daß die praktische Brauchbarkeit außer Zweifel steht.

Die von Chaubart erfundene selbstthätige Schütze hat den Zweck, in einer Schleuse oder einem Gerinne ꝛc. das Niveau des Wassers stets constant zu erhalten, in der Art, daß das Wasser selbst die Regulirung besorgt; indem bei stärkern oder schwächern Wasserzufluß der daraus hervorgehende veränderliche Wasserdruck die Schütze entsprechend bewegt.

Die Schütze a (Taf. 8, Fig. 1 bis 6) ist gegen den Unterwasserspiegel um 80° geneigt und trägt in ein Drittel ihrer Höhe zwei gußeiserne Curvenstücke b, deren converer Theil gegen das Unterwasser gerichtet ist. Diese Curvenstücke liegen jedes auf einer eisernen Schiene d in der Weise, daß sie auf letzterer rollen, ähnlich wie die Kufen einer Wiege auf dem Boden. Dadurch kann die Schütze in eine schaukelnde Bewegung versetzt werden und innerhalb gewisser Grenzen sich unter jeder beliebigen Neigung gegen den Horizont stellen. Die Schienen d sind an den Lagern h durch Bolzen f″ befestigt, so daß sie sich um letztere drehen können und ihre Stellung durch die Stellschraube e regulirt werden kann.

Die beiden Lager h stehen auf einer eisernen Traverse c, die an beiden Enden in die Seitenmauern eingelassen und befestigt ist.

Eine Vaucanson'sche Kette ff ist mit ihrem oberen Ende mittelst des Bolzens f′ an jedem der beiden Curvenstücke und mit ihrem anderen Ende mit dem Bolzen f″ am Lager h befestigt; diese Ketten dienen zur Verbindung der Schütze a mit der Traverse c und zwingen die Curvenstücke auf den Schienen d zu rollen.

Liegt der Oberwasserspiegel gerade in der oberen Kante der Schütze, so liegt der Mittelpunkt des Wasserdruckes in ein Drittel der Höhe, geht also durch die Axe f″; die Schütze hat demnach kein Bestreben, sich zu drehen und nimmt die in Fig. 1 und 2 dargestellte Lage ein. Sobald aber das Wasser im Canal steigt, so steigt auch der Mittelpunkt des Wasserdruckes; in Folge des Druckes neigt sich die Schütze und das Wasser fließt sowohl oberhalb als unterhalb der Schütze durch. Natürlich muß die Curve der beiden Backen b so bestimmt sein, daß die Schütze sich eben so stellt, daß sie weder mehr noch weniger Wasser durchläßt, als erforderlich ist, den Wasserspiegel in der Schleuse auf gleicher Höhe zu erhalten. Als geringste Neigung der Schütze gegen den Horizont ist der Winkel von 10° angenommen; eine geringere Neigung verhindert man durch Bolzen, die aus den Seitenwänden des Canales vorragen (Fig. 1).

Die ersten Versuche stellte Herr Schlösing an einer selbstthätigen Schütze an, die sich an der Schleuse de la Gaule an dem Canale befand, der die Garonne überschreitet. Die Schütze hatte eine Höhe von 1,21^{m} und 2^{m} Breite; Fig. 5 und 6 geben Details derselben. (Die Figuren 1 bis 4 geben die Einrichtung einer anderen Schütze, auf die wir später zurück kommen.)

Die Schütze, mit welcher die ersten Versuche angestellt wurden, und von Herrn Chaubart auf eigene Kosten ausgeführt war, ließ viel zu wünschen übrig. Die Traverse c war zu schwach, um das Gewicht der Schütze und den Wasserdruck auszuhalten, sie bog sich in der Mitte; die beiden eisernen Console h′, welche die Führungsschienen d zu tragen hatten, waren zu stark und mußten daher durch besondere Träger g (Fig. 5 und 6) unterstützt werden; die eisernen Lager waren unzweckmäßig mit der Traverse c verbunden.

Trotz dieser Uebelstände hat die Schütze lange Zeit ununterbrochen zur vollkommenen Zufriedenheit ihren Zweck erfüllt; das Wasser wurde einzig und allein durch das Spiel der Schütze auf constanter Höhe gehalten. Der höchste und niedrigste Wasserstand differirte höchstens um 0,02^{m} bis 0,03^{m}, so daß der Aufseher des betreffenden Theiles der Wasserführung von seiner ermüdenden Thätigkeit ganz befreit war. Sobald das Wasser um 0,01^{m} über die obere Kante der Schütze stieg, begann sie sich langsam zu neigen in dem Maße, als die Wasserzuführung verstärkt wurde, und ging eben so gleichmäßig in ihre frühere Lage zurück, nachdem sie das überflüssige Wasser durchgelassen hatte, und ihre untere Kante legte sich ohne allen Stoß an die Querleiste an.

Wir erwähnten schon, daß die geringste Neigung der Schütze gegen den Horizont 10° betrug; bei dieser Neigung läßt sie das meiste Wasser durch. Die Wassermenge, die über die Schütze hinweg geht, berechnet sich nach der Formel

$$Q = 1{,}801\,H\sqrt{H},$$

wo l die Breite der Schütze (hier $= 2^m$) und H die Tiefe der oberen Kante der Schütze unter dem Wasserspiegel ist. H = 0,524.

Die Wassermenge, die unter der Schütze durchgeht, findet sich:

$$Q_1 = 2{,}751\,H'\sqrt{H''},$$

wo l wieder die Schützenbreite, H′ die Höhe der Durchlaßöffnung und H″ die Tiefe des Schwerpunktes des Ausflußquerschnittes unter dem Wasserspiegel ist. Es war hier $H' = 0{,}416^m$ und H″ = 0,942, so daß sich nach Ausführung der Rechnung Q = 1,358 Cubicmeter und Q′ = 2,219 Cubicmeter findet; die Schütze ist also im Stande im Maximum pro Secunde die Wassermenge von

$$Q + Q' = 3{,}577 \text{ Cubicmeter}$$

abzuführen.

Ueberdies haben die Versuche ergeben, daß die Chaubart'sche Schütze sehr empfindlich ist, daß ihre Bewegungen langsam, regelmäßig und ohne Stoß stattfinden, und daß sie selbst den Wasserspiegel auf constanter Höhe erhält, wenn sie genöthigt ist, zu diesem Zwecke eine Wassermenge abzuführen, die beinahe das obige Maximum erreicht.

Neuere Untersuchungen hat Herr Schlösing an zwei anderen selbstthätigen Schützen angestellt; die eine an der Schleuse du Noble, die andere an der Schleuse de la Bassanne; die erstere ist ähnlich der oben beschriebenen und hat eine Höhe von $1{,}21^m$ und 2^m Breite, die andere aber $1{,}40^m$ Höhe und 1^m Breite (Fig. 1 bis 4). Die letztere Schütze enthält mehrere Verbesserungen, wie sie aus Fig. 3 und 4 ersichtlich sind. Das Lager h ist aus einem Stücke gegossen, genau auf die Traverse c aufgepaßt und wird hier durch die Platte s und durch Schrauben befestigt. Die Träger h′, über welchen sich die Schienen d befinden, sind so verstärkt und befestigt, daß sie keine besonderen Träger erfordern, und der ganze Theil in der Nähe des Lagers ist jetzt einfacher, solider und leichter auseinander zu nehmen, als dies bei der oben betrachteten Schütze der Fall war. Die gußeiserne Platte, welche die Schütze bildet, ist mit Rippen versehen und die Traverse hat die nöthige Stärke erhalten.

Die Versuche mit der ersteren Schütze ergaben eben so befriedigende Resultate, wie die mit der oben beschriebenen; sie begann ebenfalls ihre Bewegung, wenn der Wasserspiegel $0{,}01^m$ über die obere Kante stieg, und ging eben so ruhig in ihre anfängliche Lage zurück, wenn das überflüssige Wasser durchgegangen war; nur zeigte sich ein Uebelstand in so fern, als die Schütze unten nicht ganz dicht schloß, so daß längs der unteren Anschlagleiste etwas Wasser durchging, wenn die Schütze schließen sollte; der Wasserstrahl hatte dabei die Stärke von ungefähr $0{,}005^m$. Die nähere Untersuchung ergab, daß die beiden Curvenstücke um einige Millimeter zu tief angesetzt waren; nachdem dieselben etwas weiter nach oben gerückt waren, verminderte sich der Uebelstand merklich, ohne freilich ganz zu verschwinden; durch geringe Erhöhung der Anschlagleiste hofft Herr Chaubart das Uebel ganz zu beseitigen.

Was endlich die letzten Versuche mit der Schütze de la Bassanne betrifft, so ergaben sich hier dieselben günstigen Resultate, wie mit den beiden vorigen Schützen; nur ein Umstand trat ein; beim Zurückgehen der Schütze fand erst eine langsame, dann aber eine beschleunigte Bewegung statt, so daß die untere Kante ziemlich stark an die Anschlagleiste schlug. Der Grund dieser Erscheinung lag darin, daß der untere Theil der Curve des Backens b nicht den gehörigen Verlauf hatte; nachdem man die nöthigen Veränderungen gemacht hatte, verschwand der Uebelstand fast ganz. Man erkennt aber daraus, daß die Herstellung der Curvenstücke mit fast mathematischer Strenge geschehen muß. Daß übrigens der beobachtete Stoß nur aus geringen Fehlern in der Construction hervorgeht, ist daraus zu schließen, daß die beiden anderen oben beschriebenen Schützen sich durchaus ohne Stoß in ihre ursprüngliche Lage einstellten.

Auch bei dieser Schütze ist die Marimalwassermenge, die sie im Stande ist, durchzulassen, berechnet worden und beträgt

2,35 Cubicmeter,

während bei der Schütze du Noble diese Wassermenge 3,577 Cubicmeter betrug, genau so viel, wie bei der Schütze de la Gaule, weil beide gleiche Dimensionen besitzen. Die zuletzt betrachtete Schütze giebt also einen geringeren Werth; wenn aber der Wasserzufluß mehr als das angegebene Maximum von 2,35 Cubicmeter betrug, so genügte es durch eine Seitenschütze eine Wassermenge abzuführen, die weniger betrug, als obiges Maximum, die Chaubart'sche Schütze führte dann den Rest ab, unter Erhaltung eines constanten Wasserspiegels.

Fassen wir alle Resultate zusammen, so müssen dieselben sehr befriedigen; die Versuche mit den ersten beiden Schützen, von denen die der ersteren 7 Monate, die der zweiten mehr als 4 Monate währten, gestatten den Schluß, daß die Chaubart'sche Schütze ihren Zweck fast vollkommen erreicht, wenn man die oben angegebenen Beobachtungen ins Auge faßt.

Die erstere Schütze (de la Gaule), die $1{,}21^m$ Höhe und 2^m Breite hatte, wurde mit 400 Francs bezahlt; die zweite Schütze (du Noble) von denselben Dimensionen kostete 444,41 Francs. Das Gewicht der Schützenplatte

beträgt 385,50 Kilogramm, das Gewicht der Traverse 93 Kilogramm, die Curvenstücke mit den Lagern (ein Reservelager inbegriffen) wiegen 39,800 Kilogramm und das Gewicht des übrigen Eisenwerkes beträgt 12,77 Kilogr. Bei der letzten Schütze (de la Bassanne) kostete das Eisenwerk 227,08 Francs, ungerechnet den Transport, die Aufstellung und das Arbeitslohn. Die Platte, die 1,40^{m} hoch und 1^{m} breit ist, wiegt 202 Kilogramm, die Curvenstücke und Lager 32,80 Kilgor. und das übrige Eisenwerk 12,75 Kilogr., die Traverse 31 Kilogr.

Im Falle einer größeren Bestellung würden sich die Preise um 15 Proc. vermindern, wobei aber noch die Entschädigung in Rechnung zu bringen ist, die Herr Chaubart für sein Erfindungsrecht beansprucht.

Dem vorstehenden Rapporte des Herrn Schlösing fügen wir noch aus derselben Quelle die Bemerkungen des Herrn Couturier, Ingénieur en chef, über die selbstthätige Schütze bei.

Die Versuche haben gezeigt, daß die Chaubart'sche Schütze Wassermengen bis 3,50 Cubicmeter pr. Secunde abzuführen vermag, und daß sich die Wassermenge beliebig vermindern kann, ohne daß der Wasserspiegel merklich seinen Stand verändert. Es ist nicht zu bezweifeln, daß man durch Vergrößerung des Schützenquerschnittes oder durch Anbringung mehrer gleicher Apparate weit größere Wassermengen abführen kann, und vor Ueberschwemmungen geschützt ist. Das abzuführende Wasserquantum ist also nur noch begrenzt durch die Marimalgeschwindigkeit, mit welcher das Wasser noch im Canal fließen kann, ohne die Ufer anzugreifen, oder ohne den gegen den Strom gehenden Fahrzeugen zu hinderlich zu sein.

Der Chaubart'sche Apparat löst also das Problem der selbstthätigen, regelmäßigen Wasserabführung vollständig, und das ist ein Vortheil, den diejenigen Ingenieure zu schätzen wissen werden, die die Wasserführung in einem großen Canal durch gewöhnliche Mittel zu reguliren haben. Die selbstthätige Schütze erlaubt ferner in einem horizontalen Canal sehr veränderliche und beträchtliche Wassermengen fortzuführen und das überflüssige Wasser zum Betrieb größerer Etablissements zu benutzen, ohne die Schifffahrt zu beeinträchtigen.

Die Chaubart'sche Schütze würde aber auch die Wehre vortheilhaft ersetzen. Die gewöhnlichen Wehre sind sehr unvollkommene Mittel zur Wasserregulirung; damit sie eine nur einigermaßen große Wassermenge abführen, müssen sie eine bedeutendere Ausdehnung erhalten und das Wasser muß mit ziemlicher Höhe über den Wehrsattel gehen. Ferner ist bekannt, wie kostspielig ein gewöhnliches Wehr ist, und daß ein solches durchaus unfähig ist, in gewissen Fällen ein beträchtliches Steigen des Wasserspiegels über den normalen Stand zu verhindern; überhaupt wirkt ein Wehr weniger als Regulator, als vielmehr dadurch, daß es anzeigt, wenn das Oeffnen der Schleusenwehre, die meist die gewöhnlichen Ueberfallswehre begleiten, erforderlich ist. Die Chaubart'sche Schütze würde nun als Ersatz für die Wehre von vorzüglichem Nutzen sein und alles überflüssige Wasser, bei Erhaltung einer constanten Höhe des Wasserspiegels vor dem Einfluß in den Canal, sicher abführen.

Da eine Schütze bei den oben angegebenen Verhältnissen allein 3 bis 4 Cubicmeter abzuführen vermag, so würde in den meisten Fällen eine einzige derartige Vorrichtung genügen; bei größeren Wassermengen könnte man leicht mehrere Schützen neben einander setzen und für außerordentliche Fälle ein zu diesem Zweck eingebautes Schleusenwehr noch zur Abführung öffnen. Bei plötzlichem Anwachsen des Wassers würde der Chaubart'sche Apparat sicher vor Ueberschwemmungen schützen, und seine Eigenschaft, den Wasserspiegel immer auf constanter Höhe zu erhalten, läßt erwarten, daß diese neue Erfindung gewiß bald vielseitige Anwendung, vielleicht auch in der angegebenen Richtung, finden wird. In seinem jetzigen Zustande hat der Apparat allerdings noch den Uebelstand, daß er an den Seiten und an der unteren Kante der Schützplatte etwas Wasser durchläßt.

In den meisten Fällen ist aber dieser Wasserverlust, selbst bei Wassermangel, kaum in Betracht zu ziehen; man könnte zwar daran denken, diesen Uebelstand durch eine Art Liderung zu beseitigen, doch würde dadurch wieder die Schütze in ihrer leichten Beweglichkeit beinträchtigt, die ja ein Hauptvorzug derselben ist. Leichter auszuführen wäre die Idee, daß man den ganzen Apparat isolirt, sobald Wassermangel eintritt und die Thätigkeit der Schütze dann ohnedies aufhört; sobald dann wieder Ueberfluß an Wasser eintritt, müßte demselben wieder der Zutritt nach der Schütze eröffnet werden.

(Annales des ponts et chaussées, Bd. 5, 1855.)

Ueber die Construction der Zahnräder.

Von

Joh. Mikoletzky,

Hütteningenieur in Tarnowitz (Mähren).

(Hierzu Tafel 9.)

Die Zahnräder haben in der praktischen Mechanik eine so häufige Anwendung, ihre Modelle sind verhältnißmäßig so kostspielig, daß eine Constructionsweise, die leicht ausführbar, den Anforderungen der Theorie möglichst nahe, und so gestaltet ist, daß sie eine möglichst häufige Verwendung von einem und demselben Modelle erlaubt, — für jeden Maschinenbauer ein Gegenstand der größten Wichtigkeit sein muß.

Wenn man auch diesen Anforderungen auf verschiedene Weise zu genügen versucht, und das angestrebte Ziel auch erreicht hat, so scheint ein bestimmtes System sich noch lange zu keiner allgemeinen Geltung emporgeschwungen zu haben. Noch werden fast in jeder Fabrik die Zahnräder anders construirt, noch in den besten Schriften über diesen Gegenstand die strenge Einhaltung der theoretischen Curven für die Zahnform angerathen, während letztere doch gewiß im praktischen Maschinenbau kaum zur allgemeinen Anwendung fähig sind.

Deshalb dürfte es Manchem von Interesse sein, auf nachfolgende Constructionsweise aufmerksam gemacht zu werden, die sich durch ihre Einfachheit und Genauigkeit der erzielten Zahnform für den praktischen Maschinenbau sehr brauchbar bewährt.

Von besonderer Wichtigkeit bei der Construction eines Zahnrades ist bekanntlich

die Form der Zähne.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß, wenn der Durchführung der Zahnform nach einer von der Theorie festgestellten Curve, sei es Epicycloide oder Evolvente, keine Schwierigkeiten entgegenstehen, diese Form die vortheilhafteste ist, aber schon ihre seltene Anwendung spricht gegen die praktische Brauchbarkeit.

In einer Maschinenfabrik, namentlich dort, wo der Transmissionenbau zu den Hauptarbeiten gehört, also sehr viele Räder vorkommen, muß man eine Zahnform anwenden, welche erstens leicht und sicher auf das Rad selbst verzeichnet werden kann, zweitens die Möglichkeit bietet, daß bei Stirnrädern ein und dasselbe Rad mit Rädern von verschiedener Größe in gutem Eingriff arbeiten kann.

Keinem dieser zwei Punkte entsprechen die theoretischen Curven.

Leicht und sicher kann die Zahnform nur mit Hilfe des Zirkels verzeichnet werden, und es sind deshalb von verschiedenen Constructeuren Regeln aufgestellt worden, nach welchen der Krümmungshalbmesser u. s. w. der Wälzung zu bestimmen ist. Alle diese Regeln lassen sich im praktischen Maschinenbau aber nur schwer anwenden, da die Krümmungsmittelpunkte schwierig und nur unsicher auf ein zu bearbeitendes Rad aufgetragen werden können.

Die Wälzung eines Zahnes muß mit dem Zirkel verzeichnet werden können, der Krümmungsmittelpunkt an einem Punkte liegen, der leicht und sicher auf dem von der Drehbank kommenden Rade bestimmt werden kann, und überdies die Eigenschaft hat, daß er dem Zirkel eine feste Stütze giebt.

Daraus folgt, daß der Krümmungsmittelpunkt nicht zwischen zwei Zähne, d. h. in eine Zahnlücke, fallen darf, und ferner, da mit Leichtigkeit und Sicherheit blos die Are jedes Zahnes bestimmt werden kann, der Mittelpunkt der Krümmung eines Zahnes in die Mittellinie eines anderen, am besten des Nachbarzahnes, verlegt werden soll; umsomehr, da in dieser Are stets ein Punkt zu finden ist, von welchem aus ein Kreis gezogen werden kann, der sich der mathematisch richtigen Zahnform sehr nahe anschließt.

Diese Regel macht eine sehr leichte und sichere Verzeichnung möglich. Hat man nämlich die Lage des Krümmungsmittelpunktes in Beziehung auf den Theilriß bestimmt, so braucht man blos die Entfernung dieses Punktes vom Theilriß, so lange das Rad noch auf der Drehbank ist, aufzutragen und ihr entsprechend einen Riß einzudrehen. Theilt man nun später das Rad nach der Zähnezahl genau ein und zieht bei jedem Zahne die Mittellinie, so erhält man in den Durchschnittspunkten sämmtliche Krümmungsmittelpunkte so genau, als es überhaupt möglich ist.

Es handelt sich demnach blos darum, in allen Fällen die Entfernung der Krümmungsmittelpunkte vom Theilriß leicht zu bestimmen, und hierzu ergiebt sich eine Methode aus folgender Betrachtung.

Nehmen wir ein Rad A an, dessen Zähne nach der Epicycloide für einen bestimmten Eingriff, d. h. für ein

gewisses zweites Rad B verzeichnet sind, so werden diese Zähne für alle Räder zu spitzig sein, die statt B mit A in Eingriff gesetzt sind und größer als B sind, dagegen für alle zu stumpf, die kleiner als B sind. Soll aber das Rad A dennoch in ein drittes, C, eingreifen, so muß die Flanke der Zähne desselben, d. i. der Theil des Zahnes unterhalb des Theilrisses, dem entsprechend geformt werden.

Ist nämlich C größer als B, so muß die Flanke an dem Theile, wo sie die Spitze der Zähne von A berührt, stärker als gewöhnlich, ist C kleiner, dieser Theil schwächer gehalten werden. Ist es nun möglich diese Correctur genau anzubringen, so wäre es das Zweckmäßigste, alle Räder für den Eingriff in ein zweites von möglichst kleinstem Durchmesser zu construiren, weil dadurch alle Räder unterhalb des Theilrisses stärker zulaufen, und demnach in Rücksicht der Festigkeit vortheilhafter sind. Wenn dies nun auch nicht bis zum möglichst kleinsten Rad durchführbar ist, so läßt es sich bis zu einer gewissen Grenze doch sehr vollkommen ausführen. Nehmen wir nämlich an, es werden die Wälzungen bei allen Rädern so verzeichnet, als ob sie im Eingriff mit einem Rade von 24 Zähnen wären, und lassen wir nun zwei beliebige Räder in einander greifen und zwar 1. zwei Räder A und B, wovon jedes mehr als 24 Zähne hat, so werden beide Räder zu spitze Zähne haben. Es werden daher beide an demjenigen Punkte, an welchem die Spitze des einen die Flanke des anderen trifft, die Flanken stärker sein müssen, d. h. es darf dieser Punkt der Flanke nicht in dem Halbmesser liegen, der den Anfangspunkt der Wälzung trifft, sondern er muß weiter in der Lücke stehen. 2. sind beide Räder kleiner, als das Normalrad von 24 Zähnen, so haben beide Räder zu stumpfe Zähne, man muß daher den Raum der Lücke erweitern oder die Flanke schwächer machen. 3. Ist A größer und B kleiner, als das Normalrad, so wird das größere zu stumpfe, das kleinere zu spitze Zähne haben, d. h. die Flanke muß bei dem kleineren schwächer bei dem größeren stärker sein.

In allen drei Fällen zeigt sich daher, daß die größeren Räder unterhalb des Theilrisses stärker, die kleineren schwächer gehalten werden müssen, und schon daraus wäre zu schließen, wie es auch in der That ist, daß bei Rädern von bestimmter Größe die Abweichungen in der Flankenstärke, die aus der Verschiedenheit der Größe des zweiten Rades entspringen, so gering sind, daß man sie vernachlässigen und überall eine und dieselbe Stärke anwenden kann, d. i. diejenige, welche dem Eingriff ins Normalrad entspricht, welches selbst natürlich auch Zähne hat, die dem Eingriff in ein eben so großes entsprechen, so daß sie für ein kleineres Rad zu stumpfe, für ein größeres zu spitze Zähne haben.

Der Angriffspunkt der Zahnspitze des einen Rades an der Flanke der Zähne des anderen ist zwar nicht für alle Räder derselbe, doch ist die Abweichung so gering, daß sie vernachlässigt werden kann, da dieser Punkt nie tiefer, als um die halbe Wälzungshöhe unter den Theilriß kommt, und nur dann, wenn eine Zahnstange von einem Rade getrieben wird, mit dem Theilrisse selbst zusammenfällt.

Man kann daher als Regel aufstellen: *Man construire alle Räder für den Eingriff mit einem bestimmten Normalrade, und zwar sowohl über, als unter dem Theilrisse.*

Zu diesem Normalrade wäre allerdings aus dem früher berührten Grunde dasjenige zu wählen, welches die in der Praxis geringste Zähnezahl hat, da aber hier die Zähne unförmlich werden, und auch bei dieser Constructionsweise begangene Fehler um so größer erscheinen, weil man sich von der mittleren Zähnezahl zu weit entfernt, so ist hierzu ein Rad von 24 Zähnen das vortheilhafteste.

Hierdurch werden nun alle Räder von gleicher Zähnezahl, welches auch immer ihre Zahntheilung sein mag, geometrisch ähnlich, und die Entfernung des *Wälzungskreises* (auf welchem sich alle Krümmungsmittelpunkte befinden) vom Theilriß für Räder von gleicher Zähnezahl im *constanten Verhältniß* zur Zahntheilung stehen.

Man hat daher blos nöthig, diese Distanz für Räder von verschiedener Zähnezahl einmal zu bestimmen als Function der Zahntheilung ausgedrückt in ein Schema zusammen zu stellen, *und bei jedesmaligem Gebrauch entsprechend aufzutragen.*

Diese Bestimmung geschieht, indem man nach einander die Wälzung der Zähne für Räder von verschiedener Zähnezahl nach der Epicycloidenverzahnung und für den Eingriff ins Normalrad verzeichnet, in der Are des Nachbarzahnes den Punkt sucht, aus welchem ein Kreis beschrieben, dieser der verzeichneten Curve möglichst nahe kommt, und das Verhältniß der Entfernung dieses Punktes vom Theilriß zur Zahntheilung bestimmt.

Die Flanke des Zahnes wird auf ähnliche Weise verzeichnet, d. h. am besten als Kreisbogen.

Bestimmt man den Punkt, welcher die Spitze des Zahnes vom Normalrade berührt, und zieht durch diesen und den Anfangspunkt der Wälzung einen Kreis aus der Are des Nachbarzahnes, so erhält man eine ganz gute und schöne Zahnform. Der Zahn wird dadurch gegen seinen Fuß immer breiter, daher die Festigkeit größer und im Eingriff nichts gestört, da, wenn man auf die Flanke die halbe Wälzungshöhe aufträgt, der noch übrige Theil der Flanke nie in Berührung mit den Zähnen des zweiten Rades tritt, also bis zu einer gewissen Grenze ganz willkürlich geformt werden kann.

Man wird sich leicht überzeugen, daß diese letzteren Mittelpunkte fast genau mit dem Theilrisse zusammenfallen. Für die Entfernung des Wälzungsrisses vom Theilrisse ergiebt sich nach dieser Regel folgende Distanz, wenn man die Zahntheilung = 3,14 annimmt.

Bei	12	Zähnen	= + 0,055,	d. h.	über	den Theilriß
=	18	=	= — 0,035,	=	unter	= =
=	24	=	= — 0,100,	=	=	= =
=	30	=	= — 0,142,	=	=	= =
=	36	=	= — 0,163,	=	=	= =
=	48	=	= — 0,210,	=	=	= =
=	60	=	= — 0,225,	=	=	= =
=	100	=	= — 0,265,	=	=	= =
=	200	=	= — 0,295,	=	=	= =
=	∞	=	= — 0,345,	d. i.	bei der	Zahnstange.

Den Flankenriß, d. h. denjenigen Kreis, aus welchem die Krümmung der Flanken beschrieben wird, ist es gut, in ein Drittel dieser Entfernung vom Theilriß zu ziehen, damit selbst bei etwas mangelhafter Ausführung die Spitzen der Zähne nie Schaden leiden.

Um das Auftragen dieser Theile selbst möglichst zu erleichtern und jede Rechnung zu ersparen, leistet ein

Räderzirkel

wesentliche Dienste. Da dieses Instrument noch nicht sehr allgemein ist, und doch die Zahnconstruction außerordentlich vereinfacht, so diene folgende Beschreibung:

Fig. 1 a giebt eine Ansicht desselben.

Er besteht aus zwei flachen Schenkeln, die unten in eine Spitze nach Art der Greifzirkel auslaufen. Von diesen Spitzen sind nach dem Drehpunkt des Zirkels scharfe Risse gezogen.

Würde man nun auf diese Risse die früher angeführten Verhältnißzahlen vom Drehpunkt aus auf beide Schenkel auftragen, indem man die Schenkellänge gleich der Ludolph'schen Zahl 3,14 setzt, so würde nach bekannten geometrischen Regeln, wenn man zwischen die Spitzen die Zahntheilung faßt, sofort ohne Rechnung zwischen den entsprechenden Theilungspunkten der Schenkelrisse die jeder verlangten Zähnezahl entsprechende Entfernung des Theilrisses vom Wälzungsriß erscheinen.

Da aber diese Zahlen nicht alle gleiche Vorzeichen haben, so ist es besser, man führt eine andere Größe ein, und zwar, statt der Entfernung des Wälzungsrisses vom Theilrisse, diejenige des Wälzungsrisses vom Fuße des Zahnes, wobei freilich die Zahnhöhe unter dem Theilriß eine constante in Beziehung auf die Zahntheilung sein muß.

Nehmen wir diese = $1^3/_8$ = 1,375, wenn die Theilung = π ist, so ergeben sich sofort folgende Zahlen:

für	12	Zähne	Höhe	des	Wälzungsrisses	= 1,430
=	18	=	=	=	=	= 1,340
=	24	=	=	=	=	= 1,275
=	30	=	=	=	=	= 1,233
=	36	=	=	=	=	= 1,212
=	48	=	=	=	=	= 1,165
=	60	=	=	=	=	= 1,150
=	100	=	=	=	=	= 1,110
=	200	=	=	=	=	= 1,080
=	∞	=	=	=	=	= 1,030.

Die diesen Zahlen entsprechenden Größen werden nun auf beide Schenkel vom Drehungspunkte aufgetragen, indem man die Schenkellänge = 3,14 setzt, und nun ist die Anwendung des Zirkels von selbst klar.

Hat man z. B. ein Rad von 60 Zähnen zu verzeichnen, oder ist ein gegossenes oder mit Holzzähnen verkämmtes auszuarbeiten, so nimmt man, nachdem der Theilriß ab, Fig. 2, gezogen und die Flanken- und Wälzungshöhe bestimmt ist, die Zahntheilung zwischen die Spitzen des Räderzirkels, sucht nun auf den Schenkeln die Zahlen 60 auf, nimmt ihre Entfernung zwischen die Spitzen eines Handzirkels, und trägt diese Größe vom Fuße c der Zähne gegen die Spitze d auf. Durch den erhaltenen Punkt f zieht man einen Kreis, und hat so den Wälzungsriß bestimmt. Theilt man die Entfernung dieses Kreises vom Theilriß in drei Theile und zieht durch den dem Theilriß nähern Theilpunkt g einen Kreis, so ist dies der Flankenriß. Theilt man nun den Theilriß der Zähnezahl entsprechend ein und zieht die Mittellinien der Zähne, so erhält man alle Krümmungsmittelpunkte, so, daß man, wenn auf dem Theilriß die Zahnstärke aufgetragen ist, aus dem Wälzungsriß alle Wälzungen, aus dem Flankenriß alle Flanken der Nachbarzähne verzeichnet.

Diese Methode, die sich eben so gut auf dem Zeichenbrett, wie auf dem von der Drehbank kommenden Rade in der Werkstätte mit Leichtigkeit und Sicherheit ausführen läßt, gar keine besondere Construction und Rechnung nöthig macht, liefert Zähne, die fast unter allen Verhältnissen gut mit einander laufen und dem geometrisch richtigen Eingriff sehr nahe kommen.

Die kleinen Abweichungen vom vollkommen richtigen Eingriff können um so mehr vernachlässigt werden, da es nach Chablonen nur sehr schwer ist, einen Zahn genau wie den anderen zu erhalten, und endlich zum Schluße, jeder Constructeur weiß, daß die Monturen sehr selten sind, die bei der Aufstellung eines Getriebes die Räder so haarscharf stellen, daß sich die Theilrisse genau berühren, und ohne diesem Umstande alle Vortheile einer der Theorie ganz entsprechenden Zahnform ohnehin wegfallen.

Wenn auch bei coniſchen Rädern nur immer zwei für einander construirte Räder mit einander arbeiten können

und das Wechseln von selbst wegfällt, so empfiehlt sich doch die angeführte Methode auch für diese Räder und man wird sie auch hier stets mit Vortheil anwenden können. Nur muß hier nicht die wirkliche Zähnezahl in Betracht gezogen werden, sondern diejenige, welche jenem Durchmesser entspricht, der hier angenommen werden muß, um nach der gewöhnlichen Epicycloidenverzahnung die Wälzung zu finden. Sei nämlich Fig. 3 a o b die Grundfigur eines conischen Rades, b o c die des anderen, so errichtet man in b eine Senkrechte auf o b, so daß b d und b f die idealen Halbmesser der Räder sind, für welche man die Zähnezahlen berechnet, und nach diesen so gefundenen die Construction vornimmt. Um auf der inneren Seite die Wälzungen zu erhalten, sucht man dort die Theilung, stellt nach dieser den Räderzirkel und verfährt, wie früher beschrieben. Der Räderzirkel vertritt noch einen anderen Zweck: Zahnhöhe und Zahnstärke stehen bei allen Rädern in bestimmtem Verhältniß.

Trägt man nun diese Verhältnißzahlen auf der anderen Seite des Zirkels, Fig. 1 b, auf, so erhält man hier sogleich ohne Rechnung und ganz genau: Zahnhöhe, Flankenhöhe, Wälzungshöhe, Stärke des Zahnes, wenn die Spitzen des Räderzirkels auf die Größe der Theilung geöffnet werden.

Die Grundzahl.

Bei den früher angegebenen Verhältnißzahlen wurde die Ludolph'sche Zahl als Basis der Schrift angenommen. Hieraus ergiebt sich als Grundzahl oder Einheit der Constructionsverhältnisse diejenige Größe des Durchmessers, welche einem Zahn auf der Peripherie entspricht. Diese Größe, welche ebenfalls auf dem Räderzirkel verzeichnet sein kann, gewährt als Einheit viele Vortheile gegen die Construction, bei welcher die Zahntheilung als Einheit angenommen wird. Denn erstens kann man dadurch Rädersysteme bilden, bei welchen der Durchmesser stets in ganzen oder wenigstens halben Linien ausgedrückt wird (ob die Schrift in ganzen Linien erscheint, ist viel gleichgiltiger), und zweitens fallen alle, wenn auch sehr leichten, doch zeitraubenden Rechnungen mit der Ludolph'schen Zahl weg, da man nie nöthig hat, den Durchmesser aus der Peripherie und umgekehrt zu berechnen, da die Größe der Peripherie ein Element ist, das bei diesem System gar nie in der Rechnung erscheint.

Die Annahme einer solchen Grundzahl

$$x = \frac{S}{\pi}$$ (S die Schrift)

ist übrigens schon lange als Basis der Construction der Spinnmaschinenräder im Gebrauch, indem man dreier, vierer, fünfer bis zwanziger diejenige Schrift nennt, bei welcher ein Rad von 1″ Durchmesser 3, 4, 5 bis 20 Zähne erhält, so daß hier die Grundzahl $x = 1/3, 1/4, 1/5, 1/20''$ wird.

Dieses System läßt sich aber auch sehr vortheilhaft auf größere Räder anwenden, und zwar an das System der kleinen Räder so anschließend, daß man $x = \frac{S}{\pi} = 3'''$, $4'''$, $5'''$ ..... $10'''$, $12'''$ setzt.

Wenn man alle Räder nach diesem System, welches höchstens noch die Zwischenstufen von $x = 3\frac{1}{2}'''$ und $x = 4\frac{1}{2}'''$ nöthig hat, construirt, so erhält man ein System von Rädern, die immer um $3{,}14'''$ in der Zahntheilung verschieden sind, und deren Durchmesser, welcher doch bei Anfertigung eines Rades das Hauptmaß ist, nie in Bruchtheilen von Linien erscheint.

Man hat hier blos nöthig, die Formel aufzusuchen, welche aus der zu übertragenden Kraft die Grundzahl giebt, und hat man die Grundzahl bestimmt, so giebt die Division in den Durchmesser die Zähnezahl als Quotient, oder umgekehrt, die Multiplication mit der Zähnezahl den Durchmesser, ohne die jedem Constructeur langweilige Rechnung mit 3,14 durchführen zu müssen. Auch giebt diese Zahl $\frac{S}{\pi}$ eine sehr passende Basis zur Bestimmung der Verhältnißzahlen der einzelnen Constructionselemente, wie später ersichtlich gemacht wird. Hat man auf die Schenkel des Räderzirkels Theile aufgetragen, die sich zur Schenkellänge wie 1 : 3,14 verhalten, so braucht man den Zirkel blos so weit zu öffnen, bis die entsprechende Grundzahl, z. B. $6'''$, zwischen den Theilpunkten Raum hat, und man hat nun Zahntheilung und alle Zahnverhältnisse in der Hand, ohne eine Ziffer weiter rechnen zu müssen.

Ob zwar die einzelnen Räderverhältnisse von jedem Constructeur seinen subjectiven Erfahrungen entsprechend bestimmt werden, so mögen hier, der Vollständigkeit wegen, noch die einzelnen Räderverhältnisse angeführt werden, wie ich sie seit mehreren Jahren anwende, und wie sie sich mir für alle Fälle passend erwiesen haben.

Die Zahnhöhe nehme ich, des besseren Eingriffes wegen, etwas größer als gewöhnlich, nämlich circa $^4/_5$ der Zahntheilung, so daß, wenn die Grundzahl $\frac{S}{\pi} = x$ ist,

die Zahnhöhe . . . . $H = 2\frac{1}{2}\,x$,
hiervon unter den Theilriß $h = 1\frac{3}{8}\,x$,
" über " " $h_1 = 1\frac{1}{8}\,x$,
so daß der Spielraum . . $s = \frac{1}{4}\,x$ ist.

Die Zahnstärke, wenn Eisen in Eisen läuft,
$d = 1{,}5\,x$,
woraus Spielraum $s_1 = 0{,}14\,x$.

Wenn hölzerne Zähne mit eisernen arbeiten, so erhält
der Holzzahn Dicke $d = 1{,}7\,x$,
" Eisenzahn " $d' = 1{,}3\,x$.

Die Zahnbreite nehme ich immer $= 8\,x$.

Nur wenn ein Rad für den Betrieb mit der Hand gebaut wird, und mit Bestimmtheit anzunehmen ist, daß es nie zu einem anderen Betrieb verwendet werden wird, wird die Breite $= 6\,x$, sonst stets $= 8\,x$, weil, wenn man auf die Umdrehungszahl zu viel Rücksicht nimmt, man leicht in die Lage kommen kann, zwei Rädermodelle, die für einen sehr schnellen Gang gebaut wurden, bei einem langsameren nicht gut verwenden zu können, oder bei Triebwerken unter den verschiedenen Räderpaaren kein harmonisches Verhältniß erzielen zu können, wenn man alte Modelle verwenden will. Bei Anfertigung von Modellen ist es gut, dem Rade mit Eisenzähnen stets 1,5 x Zahnstärke zu geben, weil dieses Rad sich sowohl für den Eingriff mit einem Rad von Eisenzähnen, wo die Räder meistens roh laufen, verwenden läßt, als auch für den Eingriff mit Holzzähnen, indem gerade hinreichend Material zum Egalisiren der Zähne vorhanden ist.

Die übrigen Verhältnisse des Rades wären:

Zahl der Arme $= 1{,}5\sqrt[3]{\left(\frac{D}{x}\right)^2}$, wo D der Durchmesser des Theilrisses ist;

Durchmesser der Nabe ab, Fig. 4, $= 1{,}6\,d + 6'''$, wo d die Stärke der Welle bezeichnet;

Länge der Nabe cd, Fig. 4, $= 8\,x + 0{,}03\,D$;

Armbreite an der Nabe fg, Fig. 4, $= 6{,}5\,(x + 0{,}004\,D)$;

" am Kranz hk, Fig. 4, $= 5{,}5x$ oder $0{,}75\,fg$;

Stärke des Armes lm, Fig. 4, $= 1{,}5\,x$;

Breite der Nerve np, Fig. 4, $= 7\,x$;

" " " qr, " $= 8\,x$;

Stärke " " wu, " $= 1{,}5\,x$ am Arme;

" " " w'u', Fig. 4, $= 1{,}1$ auf d. vorderen Seite;

Stärke des Zahnkranzes st, Fig. 4, $= 1{,}4\,x$ } bei Eisen-

" der Rippe sv, " $= 1{,}4\,x$ } zähnen;

" des Zahnkranzes ab, Fig. 5, $= 3\,x$ bei Holzzähnen;

Breite " " bc, " $= 10\,x$.

Die einzelnen Verhältnisse des Holzzahnes sind, Fig. 5,

$a = \frac{1}{4}\,x$,
$b = 1\frac{1}{4}\,x$,
$c = 1\frac{3}{4}\,x$,
$d = 1\frac{1}{2}\,x$,
$f = 1\frac{1}{2}\,x$,
$g = 1\frac{1}{4}\,x$.

Bei diesen letzteren Zahlen, welche nur der Vollständigkeit wegen angeführt werden, da sie ohne Anstand verschieden modificirt werden können, ist nur noch zu bemerken, daß bis zu einer Zahnbreite von 6" der Holzzahn aus einem Stücke gefertigt werden kann, von 6" an, d. h. von jenen Rädern, bei welchen $x = 9$ oder die Zahntheilung $= 28{,}26'''$ beträgt, aufwärts der Zahn aus zwei Theilen gemacht wird, und der hierbei nöthige Steg in der Mitte der Radbreite $= 1{,}5\,x$ gehalten wird.

Zur Bestimmung der Zahl x selbst bediene ich mich nachstehender Formeln, in welchen alle Gewichte in wiener Pfunden, die Maße in wiener Zollen angenommen sind und zwar:

Wenn Holz in Eisen arbeitet

$$N = 0{,}00015\,x^2 D u.$$

Wenn Eisen in Eisen arbeitet

$$N = 0{,}00025\,x^2 D u,$$ wobei

N die Zahl der Pferdekräfte,
x die Grundzahl in Linien,
D den Durchmesser in Zollen,
u die Umdrehungszahl pro Minute bedeutet.

Ist statt N die Kraft P gegeben, so ist

$P = 15\,x^2$ für Holz und Eisen,
$P = 25\,x^2$ " Eisen in Eisen.

Ist die Kraft nicht gegeben, sondern die Wellenstärke, welcher entsprechend das Rad gebaut werden soll, und sei diese d, so ist

$$x = 6{,}5\sqrt{\frac{d^3}{D}}$$ für Holz und Eisen,

$$x = 5\sqrt{\frac{d^3}{D}}$$ für Eisen in Eisen,

vorausgesetzt, daß die Welle von Schmiedeeisen ist.

Diese Formeln, die sich blos in den Coefficienten von den allgemein gebräuchlichen unterscheiden, geben so hinreichend starke Verhältnisse, daß man die gefundene Grundzahl bei conischen Rädern ohne Gefahr für den äußeren Theilriß anwenden kann.

Hat man nun aus N, P oder d die Grundzahl x bestimmt, so ist die Rechnung, bis auf die einfache Bestimmung der Arme ꝛc. geschlossen, denn alle Verhältnisse, als Zahntheilung, Stärke der Zähne, Höhe derselben, Wälzungsriß ꝛc., kann man unmittelbar am Räderzirkel abgreifen, und so auch ohne einen Begriff von richtigen Zahnformen gute Zahnräder verzeichnen.

Zum Schlusse sei noch bemerkt, daß, wenn man die angeführten Verhältnißzahlen beobachtet, man das Gewicht der Räder bis zu dem Grade von Genauigkeit, wie es bei Kostenanschlägen verlangt wird, aus der Formel

$$G = \frac{D\,x^2}{5}$$

finden kann, wo G in wiener Pfunden, D in Zollen und x in Linien, wie immer, zu nehmen ist.

Anmerkung der Redaction. Dem vorstehenden interessanten Aufsatze fügen wir einige Bemerkungen bei. Daß die Verzahnungen mit streng theoretischen Curven den Kreisverzahnungen an Brauchbarkeit nachstehen, findet man auch in den betreffenden Lehrbüchern schon länger anerkannt. Diesem Gedanken folgend, hat Willis seine in England sehr verbreiteten Verzahnungsmethoden aufgestellt

und haben neuerdings Moll und Reuleaux in ihrer „Conſtructionslehre" ausführliche Arbeiten publicirt. In dieſen letzteren iſt unter Anderen gezeigt, daß ſich die theoretiſchen Curven ſehr wohl dazu eignen, Verzahnungen für Satzräder abzugeben, und daß nothwendig daſſelbe auch von den auf ſie geſtützten Kreisverzahnungen gilt. Moll und Reuleaux gehen bei ihrer Kreisverzahnung von der Evolvente aus, und dieſer Weg ſcheint uns, der großen Vorzüge der Evolventenverzahnung wegen, der richtigere. Denn erſtens haben die Zahnumriſſe bei der letzteren nur einfache Krümmung, welche jedenfalls ungleich leichter darzuſtellen iſt, als die oben vorgeſchlagene S-förmige. Dann beſitzt ſie den ausgezeichneten Vorzug, daß bei ihr die Theilkreiſe, ohne Aenderung des richtigen Ganges, auseinander gerückt werden können, ſo weit es nur die Zahnlänge erlaubt. Und drittens haben, einige andere Vorzüge noch zu übergehen, die damit verzahnten Räder eine durchſchnittlich weit größere Eingriffsdauer, als die mit cylindriſchen Verzahnungen. Bei der vom Herrn Verfaſſer angegebenen Verzahnungsmethode, nach welcher der Mittelpunkt des Kreisbogens in die Are des Nachbarzahnes fallen ſoll, fallen gewiß in vielen, namentlich in extremen Fällen die Abweichungen von der richtigen Zahnform ſehr bedeutend aus.

Wir kennen ferner tüchtige Fabriken, welche Radzähne nach Chablonen ausarbeiten, und denen dies mit der wünſchenswertheſten Genauigkeit gelingt, indem ſie ein hierzu paſſendes Verfahren, die Zähne aufs Modell aufzuſetzen, anwenden. Auch möchten wir einwerfen, daß bei einem Radmodell, deſſen Zähne mit abgedreht werden, die Zahnlücken gewöhnlich vorher ausgekeilt werden müſſen, wodurch denn auch dann feſte Stützpunkte für den Zirkelfuß gewonnen ſind. Wir glauben es nicht für alle Fälle bevorworten zu dürfen, daß man der Bequemlichkeit des Verzeichnens zuliebe wirklich wohl vermeidliche Fehler in die Zahncurven hineinbringe; koſtet doch ein gutes Zahnradmodell ſo ſehr viel Mühe und Arbeit, daß auf das Verzeichnen der Zahnriße immerhin eine größere Sorgfalt verwendet werden darf. Uns ſcheint daher, wenn man durchaus S-förmig gebogene Zahncurven anwenden wollte, der Willis'ſchen Methode oder der von Moll und Reuleaux gleiche Beachtung zu gebühren, indem beide ebenfalls mit dem Zirkel leicht ausführbar ſind. Die beſte und empfehlenswertheſte bleibt indeſſen die obenerwähnte, von der Evolvente ausgehende Kreisverzahnungs-Methode, für welche die Zähneverzeichnung in dem oben angegebenen Werk durch Tabellen und genaue Anleitungen ſehr leicht gemacht iſt.

Die Anſichten des geehrten Verfaſſers über die Anwendung einer Grundzahl $\frac{S}{\pi}$ theilen wir aber vollkommen. Die Benutzung einer ſolchen Stichzahl oder Stichnummer iſt auch bei größeren Zahnrädern nicht neu. In engliſchen und elſäſſiſchen Fabriken iſt ſie ſeit längerer Zeit unter dem Namen „pitch" im Gebrauch. Jedenfalls iſt ſie ſehr empfehlenswerth. Für das franzöſiſche Maßſyſtem eignet ſie ſich auch ſehr gut, indem Theilungsſtufen von 3,14 Millimetern, oder bei größeren Rädern von Vielfachen dieſer Größe, recht geeignet ſind. Bei Annahme der Baſis 1 für die Theilungen hilft man ſich zwar auch ganz gut mit Tabellen, deren Zahlen man nur mit der Theilung zu multipliciren hat, um den Theilkreishalbmeſſer zu erhalten, allein die Anwendung der Stichzahl $\frac{S}{\pi}$ iſt doch noch leichter, indem die dafür auszurechnende Tabelle nur ſo viel Zahlen zu enthalten braucht, als Theilungsſtufen angenommen werden ſollen. Der Theilkreishalbmeſſer R ergiebt ſich dann aus der Zähnezahl Z und der Stichzahl x, da $R = \frac{ZS}{2\pi}$, aus dem einfachen Ausdruck $R = \frac{Z}{2} . x$. Es kann daher die allgemeinere Einführung der Stichnummern bei der Räderconſtruction ſehr empfohlen werden; noch mehr als jetzt könnte dies geſchehen, wenn man ſich zur Annahme eines allgemein giltigen Maßſyſtems entſchlöſſe.

Maſchine zum Abrichten oder Abhobeln von Brettern, Pfoſten, Dielen und der Parquetboden, ſowie zum Hobeln von Nuthen und Federn.

Von

A. J. Cart,

Mechaniker in Paris.

(Hierzu Tafel 10.)

Wenn bis jetzt der Zimmermann und der Tiſchler noch wenig Gebrauch von mechaniſchen Vorrichtungen bei der Verarbeitung des Holzes gemacht haben, ſo liegt dies, wie wir glauben, nicht etwa darin, daß geeignete Vorrichtungen hierzu gemangelt hätten, ſondern wohl mehr in dem Umſtande, daß ausgedehnte Tiſchler- und Zimmerwerkſtätten gefehlt haben, welche deren Anwendung auch pecuniär zweckmäßig erſcheinen ließen und daß die Handwerks-Routine, welche nicht ſelten die Begleiterin der Unwiſſenheit und Unfähigkeit iſt, ſich ſtets geſträubt hat, ſolcher Mittel ſich zu bedienen, welche die Art und Weiſe der gewohnten Arbeitsverrichtung abändern konnte.

Es mußte daher der Beſucher der vorjährigen Pariſer Weltausſtellung mit Befriedigung wahrnehmen, daß man auch in dieſer Beziehung einen großen Schritt vorwärts gethan hatte; denn die große Anzahl zweckmäßig conſtruirter Holzbearbeitungsmaſchinen und Apparate, welche daſelbſt zur Schau ausgeſtellt war, argumentirte aufs Glänzendſte, daß das Bedürfniß nach ſolchen Maſchinen, ein allgemeines geworden, und daß der fortſchreitenden Mechanik ſelbſt auch im Kampfe mit dem ſtarren Vorurtheil der Zunft der Sieg zugefallen iſt.

Wir heben unter den vielen, theils mehr, theils weniger in Betreff der Conſtruction von einander abweichenden Maſchinen, welche daſelbſt zur Ausſtellung gekommen ſind, hauptſächlich die von Cart heraus, welche ſowohl zum Abrichten und Abhobeln der Parquetboden und anderer Bretter, als auch zum Nuth- und Federhobeln eingerichtet iſt.

Dieſe drei Operationen: das Abrichten, Nuth- und Federhobeln, erfolgen auf einem und demſelben Apparate, aber unter Anwendung von verſchiedenen Arbeitsgeräthen.

Bei Concentrirung dieſer drei Arbeitsverrichtungen auf einen Apparat beabſichtigt der Conſtructeur auf der einen Seite die Ankaufs- und Unterhaltungskoſten zu verringern, auf der anderen aber die Bedienung der Maſchinen weniger koſtſpielig zu machen, und an Zeit bei der Arbeit ſelbſt zu ſparen; denn es iſt wohl ſelbſtverſtändlich, daß ein Apparat, auch wenn er etwas complicirter iſt, weniger koſtet als deren drei, und daß man weniger Leute nothwendig hat, um eine Maſchine zu bedienen, wenn deren drei zu führen und zu beaufſichtigen ſind; außerdem hat man aber weniger verlorene Zeit, denn die Arbeiten können ſich viel regelmäßiger nach den Bedürfniſſen des zu fabricirenden Gegenſtandes folgen.

Indem wir nun die Beſchreibung dieſer Maſchine geben, bemerken wir, daß

Fig. 1 auf Taf. 10 eine Längenanſicht des vollſtändig montirten Apparates giebt;

Fig. 2 zeigt den vollſtändigen Grundriß;

Fig. 3 einen Längendurchſchnitt nach der Linie 1—2 des Grundriſſes;

Fig. 4 einen Querſchnitt rechtwinkelig auf die Längenare und nach der Linie 3—4 des Grundriſſes;

Fig. 5 und Fig. 6 ſtellen in verticalen Durchſchnitten die Details einiger weſentlichen Beſtandtheile des Hauptmechanismus dar.

Man erkennt ſofort aus dieſer Zeichnung, daß die Maſchine der Hauptſache nach aus zwei verſchiedenen, obgleich zu gleicher Zeit arbeitenden Mechanismen zuſammengeſetzt iſt.

Der eine dient dazu, die Bretter zu hobeln oder abzurichten, der andere zum Hobeln der Nuthen und Federn.

Wir werden dieſelben nun nach und nach beſchreiben.

Von dem Abrichten oder Abhobeln der Bretter.

Die erſte Operation geſchieht mit Hilfe des Werkzeugträgers A, welcher auf der ſchmiedeeiſernen Welle B feſtſitzt, die durch die Riemenſcheibe C in eine ſehr ſchnelle Bewegung geſetzt wird.

Dieſer Werkzeugträger beſteht aus einem gußeiſernen, auf der Welle B aufgekeilten cylindriſchen Körper, welcher an ſeinem äußeren Umfange in einfach conſtruirten Trägern die ſtählernen Klingen a feſthält, die man in verſchiedene Ebenen ſtellt, um ſie verſchiedene beſtimmte Theile der Holzoberfläche angreifen zu laſſen. Auf dieſe Weiſe können zwei Klingen die Borden b hobeln, während die beiden anderen die Borden b' bearbeiten (Fig. 4). In Folge dieſer Dispoſition arbeitet die eine der Klingen vor, während die andere ſofort gut hobelt.

Es folgt aus dieſer paſſenden Einrichtung, daß man von den gewöhnlichen eichenen Borden, welche 6 bis 12 Centimeter breit ſind, 2 Stück auf einmal hobelt oder wenigſtens hobeln kann. Bearbeitet man aber Bretter von 25 bis 30 Centimeter Breite, ſo arbeiten beide Abtheilungen von Klingen, jede auf einem Theile des Brettes, derartig, daß die ganze Oberfläche, trotz der großen Breite, gleichmäßig abgehobelt hervorgeht.

Die Bretter oder die Borden ruhen, ſie mögen nun eine Breite haben, welche ſie auch wollen, auf einem gußeiſernen Tiſche D, deſſen Höhe man jedesmal genau nach der Stärke der zu bearbeitenden Bretter regelt. Zu dem Ende iſt er mit Ohren oder vorſpringenden Theilen d verſehen, welche ſich in den verticalen Führungen E couliſſenartig auf- und niederbewegen laſſen (Fig. 4). Dieſe Ohren d ſind aber mit bronzenen Schraubenmuttern e ausgerüſtet, in welche die Stellſchrauben F eingreifen.

Dieſe Stellſchrauben F verlängern ſich bis unter die Platte E^1, welche mit den Führungen E aus einem Stücke gegoſſen iſt, und tragen die kleinen Winkelräder G, welche wieder mit den Rädern G^1 in Eingriff ſtehen, die auf einer und derſelben ſchmiedeeiſernen Horizontalare H feſtſitzen. Dieſe Are verlängert ſich nach der einen Seite hin bis über den Apparat hinaus und iſt mit einem Kopfe verſehen, an welchen man einen Drehling anſtecken kann, um wenn es nothwendig iſt, mit der Hand eine drehende Bewegung zu erzeugen.

Man erſieht nun ſehr leicht, daß man den Tiſch D heben oder ſenken kann, je nachdem man die Are H vermittelſt des Drehlings rechts oder links umdreht; mit dem Tiſche aber bewegt ſich Alles was er trägt und man ſtellt ihn daher in Betreff ſeiner Höhe genau ſo, wie es die Stärke der Borden oder der Bretter verlangt.

Die Bretter oder Borden ruhen ferner vor oder hinter dem Tiſche auf gußeiſernen Rollen I, welche ſich frei um ihre Are drehen können, und damit ſie der auf- oder abſteigenden Bewegung des Tiſches genau folgen können, wenn man deſſen Stellung verändert, ſo ſind ihre Aren in Träger c eingelagert, welche mit dem Tiſche ein Ganzes bilden, folglich deſſen Bewegung gleichmäßig annehmen müſſen.

Es befinden ſich folglich die oberſten Führungsflächen der beiden Rollen und die Tiſchoberfläche in einer und derſelben Ebene, in welcher die untere Fläche des Brettes oder der Borde ſich bewegt.

Letztere werden übrigens durch zwei andere Cylinder J und J^1, deren Aren in den mit Spiralfedern verſehenen Pfannen J^2 (ſiehe die Detailzeichnung 5) eingelagert ſind, auf die unteren Leitrollen aufgedrückt. Man regulirt die Spannkraft dieſer Spiralfedern mit Hilfe der Schrauben K^2. Dieſes Syſtem der beweglichen Lager bietet den Vortheil, dem Holze einen elaſtiſchen Druck zu ertheilen, mag deſſen Oberfläche eine Ebene bieten oder uneben ſein.

Der erſte Cylinder J, Fig. 3, welcher in Bezug auf die Bewegung des zu bearbeitenden Holzes rückwärts placirt iſt, iſt auf ſeiner ganzen Oberfläche mit Längsrippen verſehen, um durch ſeine Umdrehung das Holz avanciren zu laſſen. Zu dieſem Behufe iſt er auch nicht frei, wie der andere Cylinder J^1, welcher ihm parallel und jenſeit des Tiſches über die andere Leitrolle I^1 geſtellt iſt, ſondern erhält eine drehende Bewegung, und zwar auf folgende Weiſe:

Auf ſeiner gußeiſernen Are ſitzt eine gußeiſerne Riemenſcheibe K, welche (ſiehe Fig. 1 und 2) durch eine kleinere K^1 in Bewegung geſetzt wird (wenn man ein Gleiten des Riemens fürchtet, kann man ſtatt Riemenſcheiben Zahnräder anwenden, und dieſelben durch ein Kettenvorgelege verbinden). Die Are f der Riemenſcheibe K^1, welche parallel der ebengenannten montirt iſt, iſt auf die ganze Breite des Apparates verlängert und trägt das Zahnrad M, mit welchem das kleine gezahnte Getriebe m im Eingriff befindlich iſt. Das Rädchen m ſitzt auf einer Zwiſchenwelle g, welche wieder ein Zahnrad N trägt und mit dem kleinen Getriebe n im Eingriffe ſteht. Die Are h dieſes Getriebes, welche bis über den Apparat hinaus an dem einen Ende verlängert iſt, trägt an dieſer Stelle eine große Riemenſcheibe O, welche mit der Welle des Klingenträgers A direct durch die gekreuzten Riemen i in Verbindung geſetzt iſt.

Aus dieſer Combination folgt nun, daß die Schnelligkeit der Bewegung jedes dieſer Organe bedeutend reducirt wird und zwar derartig, daß, wenn die Welle des Klingenträgers eine ganze Umdrehung gemacht hat, der gerippte Preßcylinder J nur um eine faſt unmerkliche Größe ſeine erſte Lage verändert hat. Dieſe Größe des Vorrückens ſteht nun im Verhältniß der Dicke der Zimmerſpähne, welche die Klingen bei jedem Durchgange wegnehmen ſollen, und iſt natürlich nach der Natur des Holzes verſchieden. Wenn man z. B. Bretter von Eichenholz hobelt, wird man das Stück weniger ſchnell verrücken laſſen, als wenn man tannene Bretter bearbeitet. Es iſt übrigens ſehr leicht, dieſes Avanciren zu reguliren; denn man braucht nur eine andere Riemenſcheibe aufzuſetzen, oder aber ein anderes Räderwerk einzuwechſeln. Wenn man daher auf die Are des Klingenträgers eine doppelt ſo viel Durchmeſſer habende Riemenſcheibe aufſetzen wollte, würde man ſogleich die Geſchwindigkeit des Zwiſchengeſchirres und ſomit des Vorrückens des Stückes verdoppeln.

Wie die Fig. 1 und 2 zeigen, ſind die verſchiedenen Bewegungsorgane innerhalb des Geſtelles L placirt, und zwar derartig, daß ſie in keiner Weiſe die Bedienung der Maſchine hindern.

Die Borden oder Bretter, welche gehobelt werden ſollen, werden zunächſt auf eine Rolle P gebracht, welche vor der

Maſchine befindlich iſt und durch den betreffenden Arbeiter dem gerippten Preßcylinder J zu geſchoben, welcher ſie dann durch ſeine eigene Bewegung den arbeitenden Klingen weiter zuführt. Es genügt daher vollſtändig, wenn der Arbeiter nur darauf ſein Augenmerk richtet, daß keine Unterbrechung des Vorrückens eintritt.

Beim Austritt der Bretter oder Borden aus der Maſchine auf der anderen Seite werden dieſelben von einer freien Rolle Q in Empfang genommen, von welcher man ſie wegnimmt, um ſie bis zum Hobeln der Nuthen und Federn auf die Seite zu legen. Man kann aber auch, wenn man ein paſſendes Geſchwindigkeitsverhältniß hier ſtellt, dieſe Operationen ſofort folgen laſſen, indem man die Bretter ꝛc., die an der Außenſeite der Maſchine angebrachte und in Fig. 1, 2, 4 und 6 ſichtbare Verrichtung durchlaufen läßt.

Von dem Falz- und Federhobeln. Mit den letzten Organen, welche wir ſo eben beſchrieben haben, würde der Apparat an ſich vollſtändig ſein, wenn die Bretter ꝛc. nicht noch dieſe beiden letzten Operationen zu durchlaufen hätten, welche gewöhnlich auf beſonderen Maſchinen vorgenommen werden.

Zu dieſem Behufe hat der Conſtructeur die Welle, welche die Hobelklinge trägt, entgegengeſetzt dem Ende, an welchem die Betriebs-Riemenſcheibe ſitzt, verlängert, und darauf den gußeiſernen Klingenträger R befeſtigt, auf welchen man je nach dem Bedürfniß, die Klingen zum Feder- oder Ruthhobeln aufſchrauben kann.

Da das Auswechſeln oder Umtauſchen dieſer Klingen oder dieſer Arbeitsgeräthe ſehr ſchnell erfolgen kann, und das Feder- und Ruthhobeln ſehr ſchnell zu bewirken iſt, ſo iſt begreiflich, daß ein und derſelbe Klingenträger R für für beide Operationen ausreicht, welche ſich dann auf einander folgen.

Herr Cart ſchlägt jedoch den Fabrikanten, welche den Wunſch hegen ſollten, beide Operationen getrennt von einander vorzunehmen und mit verſchiedenen Klingenträgern zu arbeiten, vor, auf der anderen Längenſeite des Apparates einen zweiten Klingenträger anzubringen, und ſomit einen ähnlichen Mechanismus zu conſtruiren, wie auf der einen Seite; man könnte dann auf der einen Seite die Nuthen, auf der anderen aber die Federn hobeln, oder umgekehrt. Indeſſen iſt wohl zu bemerken, daß dieſe Dispoſition den Apparat ungemein complicirt und daß man den in den Zeichnungen auf Tafel 10 verzeichneten Apparat vorziehen wird, obgleich man genöthigt iſt, die Klingen zu wechſeln.

Die Bretter oder Borden, welche, wie man weiter oben geſehen hat, auf einer der breiten Seiten gehobelt worden ſind, werden ſofort auf die große gußeiſerne gehobelte Platte S gebracht, deren Querſchnitt ein T bildet. Dieſe Platte S iſt mit 4 Ohren p verſehen, mit welchen ſie an 4 Führungsſtücke q angeſchraubt iſt, die ſich in den Rahmen L auf und niederbewegen können und bronzene Schraubenmuttern r tragen, in welche die Stellſchrauben U eingreifen. Dieſe Stellſchrauben bezwecken, die Platte S immer parallel mit ſich ſelbſt zu heben oder zu ſenken, damit ihre abgehobelte obere Fläche, auf welcher die ſchmale Kante des Holzes aufruht, immer horizontal bleibe, welches auch immer ihre Stellung ſein mag.

Es iſt daher nothwendig, daß dieſe Stellſchrauben gleichförmig und mit gleicher Beſchleunigung laufen, was man auch durch 4 gleiche Winkelräder s, welche am unteren Ende dieſer Stellſchrauben angebracht ſind und mit 4 anderen, ebenfalls gleichen Rädern s^1 im Eingriff ſtehen, erreicht. Letztere ſitzen auf der ſchmiedeiſernen Welle t feſt, welche ſich an dem einen Ende (Fig. 1 und 2) in eine Kurbel u endigt. Um daher das Bret oder die Borde zu heben oder zu ſenken, hat man nur nothwendig, die Kurbel u nach der einen oder anderen Seite umzudrehen.

Auf dieſe Weiſe iſt man daher immer im Stande, die Stellung zu reguliren, welche die Platte S und mit ihr das zu bearbeitende Holz gegen die arbeitenden Klingen einnehmen ſoll, gleich viel, ob man Nuthen oder Federn hobeln will.

Nach Verhältniß und in dem Maße die Klingen ſich drehen und das Holz bearbeitet wird, iſt es nöthig, daß dieſes vorrückt, gerade ſo, als wenn man die breite Fläche hobelt. Zu dieſem Zwecke verwendet der Conſtructeur zwei gerippte Cylinder oder Rollen V und V^1, welche an der Längenſeite der Maſchine angebracht ſind und während der Arbeit beſtändig auf die Borden oder Bretter drücken.

Dieſe Cylinder oder Rollen ſind auf ſchmiedeiſerne Aren v und v^1 aufgekeilt, welche in gußeiſerne Rahmen X und X^1 eingelagert ſind. Dieſe Rahmen aber ſind auf der entgegengeſetzten Seite ſelbſt auf den Aren x und x^1 befeſtigt, welche ſich in ihren Zapfen drehen können. Hierdurch iſt den Rollen V und V^1 die Möglichkeit gegeben, ſich frei um die Aren x und x^1 zu drehen und ſich vom Holze zu entfernen oder demſelben ſich zu nähern.

Die Gegengewichte Y hängen an Seilen, welche über die Leitrollen y gehen und an dem Rahmen X feſt gemacht ſind. Sie bewirken in Folge dieſer Dispoſition, daß ſich die Rahmen X der Maſchine nähern und ſomit die gerippten Rollen V und V^1 gegen das Brett ꝛc. andrücken, und zwar mit einem hinreichend ſtarken Druck, um daſſelbe zum Vorrücken zu beſtimmen.

Eine dieſer gerippten Rollen, nämlich V^1, welche in der Fig. 1 rechts geſtellt iſt, empfängt ihre Bewegung von der Maſchine ſelbſt.

Ihre Are v^1 iſt bis unterhalb des Rahmens X verlängert, um ein kleines Winkelrad Z zu tragen, welches durch ein ähnliches, auf einer unteren Are z feſtſitzendes, Z^1, in Bewegung geſetzt wird. Dieſe Are z trägt ferner

eine größere Riemenscheibe P^1, welche mit der kleinen Riemenscheibe p^1 durch einen Riemen in Verbindung steht; die Riemenscheibe p^1 aber sitzt auf derselben Axe f fest, welche ihre Bewegung schon bedeutend verzögert der Axe des ersten gerippten Cylinders I mittheilt, durch welchen das Vorrücken des Brettes oder der Borde hervorgebracht wird, wenn eine der breiten Flächen derselben gehobelt werden soll.

In Folge dieser Combination ist daher das Vorrücken des Holzes beim Falz- und Nuthhobeln dasselbe als für das Abhobeln der Breitflächen. Es ist indessen evident, daß dasselbe ohne allen Nachtheil, je nach Bedürfniß, viel größer sein kann, weil die Werkzeuge, da sie bei diesen Operationen nur auf sehr schmalen Flächen arbeiten, weniger Arbeitskraft erfordern und viel weniger Holz wegzunehmen haben, als von zu hobelnden breiten Flächen. Es würde daher hinreichend sein, an die Stelle der Riemenscheibe P^1 eine kleinere zu setzen, um eine größere Geschwindigkeit zu erzeugen.

Was den gerippten Cylinder V anlangt, welcher in der Fig. 1 links gestellt ist, so hat derselbe in Wirklichkeit weiter nichts zu thun, als die Bretter ꝛc. zu führen. Es ist nicht nothwendig, daß derselbe durch die Maschine getrieben werde, da er von dem vorrückenden Holz schon mit fortgenommen wird.

Im Ganzen zeichnet sich diese Maschine durch folgende Eigenthümlichkeiten vortheilhaft aus:

1. Gestattet sie drei Operationen: das Hobeln von Flächen, Nuthen und Federn auf ihr auszuführen;

2. hat sie nur eine Betriebswelle, welche gleichzeitig auf der einen Seite die Flächen-, auf der anderen die Nuth- oder Federhobel trägt;

3. gestattet der Mechanismus zwei und selbst drei Operationen zu gleicher Zeit, zwar nicht an demselben Brett, aber doch an verschiedenen auszuführen;

4. bietet sie die Möglichkeit, zwei selbst drei Bretter bei einer einzigen Passage zu hobeln, und

5. besitzt sie eine einfache und bequeme Einrichtung, um die Stellung des Holzes zu den Werkzeugen beliebig reguliren zu können.

(Armengaud aîné, Publication industrielle, B. 10.)

Die Allan'sche Coulissensteuerung.

Von

F. Reuleaux,

Professor der Maschinenbaukunde am eidgenössischen Polytechnikum zu Zürich.

(Hierzu Tafel 11.)

Von einem mir befreundeten englischen Ingenieur wurden mir vor kurzer Zeit Mittheilungen über eine von Allan erfundene Coulissensteuerung (Alexander Allan's Patent Link motion) gemacht, eine noch ziemlich neue Steuerung, die aber in England schon sehr häufig angewandt wird, und wegen ihrer Vortrefflichkeit mehr und mehr an Verbreitung gewinnt. Sie besitzt so ausgezeichnete Eigenschaften und ist so interessant, daß ihre Mittheilung wohl Manchem willkommen sein möchte, namentlich, da sie bei uns noch wenig bekannt zu sein scheint. Ob sie in einem der deutschen Staaten patentirt ist, habe ich nicht erfahren können.

Die Allan'sche Steuerung bildet so zu sagen das fehlende Glied in der Reihe der Coulissensteuerungen; beinahe dürfte man hinzufügen, daß sie eigentlich die erste in constructiver Beziehung vollkommene Lösung der Aufgabe der Coulissensteuerungen enthält, indem sie nämlich bei der größten Einfachheit der übrigen Theile nicht mehr eine gebogene, sondern eine gerade Coulisse hat. Bei den bisher gebräuchlichen Taschensteuerungen ist die Coulisse bekanntlich kreisbogenförmig gekrümmt, und zwar nach einem großen Halbmesser. Dieses bereitet für die Anfertigung in der Regel sehr erhebliche Schwierigkeiten. Das Ausarbeiten des Bogenstückes kann nicht wohl von Hand geschehen, namentlich dann nicht, wenn die Coulisse an den Seiten geschlossen sein muß; man ist deshalb genöthigt, sie auszudrehen, und kann dies nur auf großen Kopfdrehbänken vornehmen, wobei dann sehr viel Zeit und Mühe aufgewandt werden muß, wenn die Arbeit genau ausgeführt werden soll. Diesen Uebelständen ist aber abgeholfen, wenn die Coulisse gerade sein darf, indem man sie alsdann auf der Hobelmaschine mit der wünschenswerthesten Genauigkeit fertig stellen kann. Diese Erleichterung der Anfertigung ist so wichtig, daß sie beim Maschinenfabrikanten unbedingt für

die Steuerungen mit gerader Coulisse gegenüber denen mit gebogener entscheiden wird. Bei der Steuerung von Stephenson kehrt die Coulisse ihre Einbiegung der Excentricwelle zu; sie selbst wird behufs der Aenderungen der Schieberbewegungen auf- oder niedergeschoben. Bei der Steuerung von Gooch ist die Ausbiegung der Coulisse der Excentricwelle zugewandt; das Schieberspiel wird hier dadurch geändert, daß man das Ende der Schieberschubstange in der Coulisse auf- oder niederbewegt, während die Coulisse an einem unveränderlich aufgehängten Pendel schwingt. Die Allan'sche Steuerung liegt gleichsam als Mittelglied zwischen den beiden vorgenannten. Bei ihr ist die Coulisse weder nach der einen, noch nach der anderen Seite gebogen, für die Aenderungen des Schieberspiels benutzt sie aber die Verschiebungsarten jener beiden Steuerungen gleichzeitig. Um die Gleitbacke der Schieberschubstange an einen bestimmten Punkt der Coulisse zu bringen, verschiebt sie Coulisse und Schieberschubstange, und zwar beide in entgegengesetzten Richtungen. Werden die Verhältnisse richtig gewählt, so wird es dadurch 1. in der That zulässig, die gerade Coulisse anzuwenden, und 2. kann die Aenderung des Schieberspieles mit weit geringeren Verstellungen des Handhebels geschehen als bei den beiden anderen Steuerungen, da Coulisse und Gleitbacke einander entgegenkommen.

Fig. 1 und 2, Taf. 11 zeigen in Grund- und Aufriß die Allan'sche Steuerung in ihrer Anwendung auf die Locomotive, also auf zwei Dampfmaschinen. A Kurbel- und Excentricwelle, mit zwei Paar Excentrics EE_1 versehen, für jede der beiden Maschinen ein Paar. GG_1 Excentricstangen. Die Verbindungsschrauben und andere Nebentheile sind als unwesentlich fortgelassen. Die Zwischenlegestücke, welche die Excentricbügel auseinanderhalten, sind von Messing; dieselben werden bei eintretender Ausnutzung der Bügel ein wenig abgefeilt, worauf die Bügelschrauben wieder fest angezogen werden können. Die oberen Zwischenstücke sind geschickt zu Oelbehältern vorgerichtet, was gewiß der sich häufig findenden Einrichtung vorzuziehen ist, bei welcher die Oelbehälter aus einem Stück mit den schmiedeeisernen Bügeln bestehen. E ist das Vorwärtsexcentric, E_1 das für den Rückwärtsgang. HH Hängetasche oder Coulisse, bei C und C_1 mit verstählten Gelenken von den Excentricstangen GG_1 angefaßt. KTB Schieberschubstange, die wir im weiteren Verlauf kurz Schubstange nennen wollen. In dem Führungsschlitten bei B ist die Schieberstange U befestigt, welche, an beiden Enden des Schieberkastens durch Stopfbüchsen gehend, den Schieber Q mit einem gewöhnlichen Schieberrahmen umfaßt. Der Schieber ist von Messing; er wird durch zwei auf den Schieberrahmen geschraubte Federn schwach an den Schieberspiegel angedrückt, damit er auch dann gut aufliegt, wenn er noch nicht von der Dampfspannung aufgepreßt wird.

Die Schubstange ist bei T durch die Pendelstange ST drehbar angefaßt; dasselbe geschieht mit der Coulisse durch die Pendelstange S_1J. Der Drehpunkt J liegt in der Mitte der Coulisse. Die beiden Pendelstangen hängen an dem Doppelhebel SLS_1, welcher auf der Are L befestigt ist. Diese Are kann vom Stande des Maschinenführers aus innerhalb des angedeuteten Winkels beliebig verstellt werden, indem man von dem Hebel N aus die Stange P an den bekannten Handhebel führt. Bringt man den Hebel SLS_1 aus der gezeichneten Stellung in eine waagerechte, so wird die Schubstange KB etwas gehoben, die Coulisse HH etwas gesenkt, und zwar so, daß der Punkt K der Schubstange, der den Gleitbacken trägt, in die Mitte der Coulisse, d. h. auf deren todten Punkt, kommt. In der gezeichneten Stellung befindet sich K am unteren Ende der Coulisse; hier wird K nur von dem Vorwärtsexcentric E getrieben. Dreht man aber nun die Are L um etwa 80°, so daß S nach oben, S_1 nach unten kommt, so wird die Coulisse gesenkt und die Schubstange gehoben, so zwar, daß K an das obere Ende der Coulisse rückt, wo alsdann die Schubstange vom Rückwärtsexcentric E bewegt wird. Die zwischenliegenden Stellungen entsprechen den verschiedenen Absperrungsgraden für Vor- und Rückgang.

Die Allan'sche Steuerung kann so gut wie die übrigen Coulissensteuerungen, entweder mit offenen oder mit gekreuzten Excentricstangen angewandt werden. Denkt man sich in unserer Zeichnung die Kurbelwelle so viel gedreht, daß die Excentricmittel D und D_1 beide zwischen das Arenmittel O und die Coulisse hineinfallen, so kreuzen sich die Stangen G und G_1; es sind also in der vorliegenden Ausführung gekreuzte Excentricstangen angewandt. Welche Unterschiede im Schieberspiel die Anwendung des einen oder anderen bei übrigens gleichen Verhältnissen hervorrufen, werden wir weiter unten sehen.

Sollen wir die vorliegende Steuerung beurtheilen können, so handelt es sich zunächst darum, eine Theorie für dieselbe aufzustellen. Gestützt auf Prof. Zeuner's schöne Arbeiten über die Coulissensteuerungen im vorigen Band (Seite 202 ff.) und im Anfang dieses Bandes (Seite 10), welche ich hier, um kurz sein zu können, als bekannt voraussetzen muß, läßt sich dieses ohne große Schwierigkeiten ausführen. Es wird sich dabei zeigen, daß hier außer dem Verhältniß der Länge der Excentricstangen, der Coulisse und der Schubstange zur Excentricität auch das Verhältniß der Hebel SL und S_1L von bestimmter Wirkung ist und sehr berücksichtigt werden muß. Man sieht dies auch an unserem Beispiel, bei welchem der Hebel SL (wohl wider die Erwartung, die man aus der Anschauung ziehen möchte) größer ist als LS_1.

Fig. 3 zeigt die allgemeine geometrische Gliederung der vorliegenden Steuerung, mit der Abweichung jedoch, daß

offene Excentricſtangen ſtatt gekreuzter angenommen ſind; auf die Einrichtung mit gekreuzten Stangen läßt ſich dann nachher leicht übergehen. O Mittelpunkt der Excentricwelle; $OD = OD_1$ Excentricität der beiden excentriſchen Scheiben; $DC = D_1C_1$ Excentricſtangen; CC_1 Couliſſe; KB Schubſtange; OB Schubrichtung. SLS_1 Doppelhebel zum Verſtellen der Schubſtange und der Couliſſe, um L drehbar; i Schnittpunkt der Schubrichtung mit der Couliſſe. Der Stellhebel SLS_1 iſt aus ſeiner mittleren (punktirt angedeuteten) Stellung gerückt worden, ſo daß der Mittelpunkt J der Couliſſe unter OB, der Gleitbacken K dagegen über OB liegt. Die punktirte Stellung der beiden Excentrics ſoll einem der todten Punkte der Kurbel entſprechen; aus dieſer Stellung ſei die Kurbel um den Winkel ω herausgerückt.

Um nun zu einer allgemeinen Gleichung des Schieberſpieles oder, was gleichbedeutend iſt, des Spieles des Punktes B zu gelangen, ſuchen wir die von dem veränderlichen Winkel ω und den conſtanten Größen des Syſtemes abhängige Entfernung des Punktes B von O auf. Wir fällen zu dieſem Ende von C, K, J und C_1 die Lothe CF, KM_1, JM und C_1F_1 auf die Schubrichtung OB, und haben nun vorerſt:

$$OB + OF_1 + F_1M_1 + M_1B.$$

Zur Beſtimmung der letzten drei Stücke aus ω und den gegebenen Verhältniſſen der Steuerungstheile können wir nun die Zeuner'ſchen Entwickelungen, Bd. II, S. 205, benutzen, indem dort zu Anfang auch eine gerade Couliſſe angenommen iſt, von der erſt nachher auf die gebogene übergegangen wird. Wir bezeichnen deshalb wie dort die Excentricität $OD = OD_1$ durch r, die Länge $CD = C_1D_1$ der Excentricſtange durch l, die halbe Couliſſenlänge $CJ = JC_1$ durch c; nennen wir noch das Stück Ji der Couliſſe u_1 und das Stück Ki derſelben u_2, ſo haben wir zunächſt nach Zeuner's Abhandlung:

$$OF_1 = r\sin\delta\cos\omega - r\cos\delta\sin\omega + \frac{r(c+u_1)\cos\delta\cos\omega}{l} + \frac{r(c+u_1)\sin\delta\sin\omega}{l} - \frac{cu_1}{l} - \frac{u_1^2}{2l} + 1 - \frac{c^2}{2l} - \frac{r\cos^2(\delta-\omega)}{2l}.$$

Setzen wir ferner den Winkel CC_1F_1, den die Couliſſe mit der Normalen zu OB einſchließt, $= \alpha$, und die Länge der Schubſtange $KB = l_1$, ſo haben wir

$$F_1M_1 = (c + u_1 + u_2)\sin\alpha \text{ und}$$

$$M_1B = \sqrt{l_1^2 - KM_1^2} = \sqrt{l_1^2 - u_2^2\cos^2\alpha},$$

wofür wir wegen Kleinheit von α annähernd ſetzen können:

$$M_1B = \sqrt{l_1^2 - u_2^2},$$

woraus endlich, bei der Kleinheit des Verhältniſſes $\frac{u_2}{l_1}$,

$$M_1B = l_1 - \frac{u_2^2}{2l_1}.$$

Es iſt nun noch unbekannt $\sin\alpha$. Man hat aber nach Zeuner's Abhandlung:

$$\sin\alpha = \frac{r}{c}\cos\delta\sin\omega - \frac{r}{l}\sin\delta\sin\omega - \frac{u_1 r}{cl}\cos\delta\cos\omega + \frac{u_1}{l} + \frac{r^2}{4cl}\left[\cos^2(\delta-\omega) - \cos^2(\delta+\omega)\right].$$

Führen wir jetzt die gefundenen Werthe in die erſte Gleichung ein, ſo erhalten wir nach einiger Reduction:

$$OB = r\sin\delta\cos\omega + r\cos\delta\cos\omega\left[\frac{c}{l} - \frac{u_1(u_1+u_2)}{cl}\right] - \frac{ru_2}{l}\sin\delta\sin\omega + \frac{r(u_1+u_2)}{c}\cos\delta\sin\omega - \frac{u_1^2}{2l} - \frac{u_2^2}{2l_1} + \frac{u_1(u_1+u_2)}{l} + \left(1 + l_1 - \frac{c^2}{2l}\right) - \frac{r^2}{2l}\left(\frac{1}{2} - \frac{u_1+u_2}{2c}\right)\times\cos^2(\delta-\omega) + \frac{r^2}{4l}\left(1 + \frac{u_1+u_2}{c}\right)\cos^2(\delta+\omega).$$

Die beiden letzten Glieder fallen immer ſehr klein aus, und können hier füglich vernachläſſigt werden. Das Glied $\left(1 + l_1 + \frac{c^2}{2l}\right)$ enthält nur unveränderliche Größen; ſie bezeichnen wie bei den früher behandelten Couliſſenſteuerungen den Abſtand eines feſten Punktes X von 0, auf deſſen beiden Seiten das Spiel des Punktes B ſtattfindet. Bezeichnen wir wieder die Abſtände des Punktes B von dieſem Punkte X durch ξ, ſo erhalten wir, indem wir die mit $\cos\omega$ und die mit $\sin\omega$ behafteten Glieder vereinigen:

$$\xi = r\cos\omega\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta - \frac{u_1(u_1+u_2)}{cl}\cos\delta\right) + r\sin\omega\left(\frac{u_1+u_2}{c}\cos\delta - \frac{u_2}{l}\sin\delta\right) + \left[\frac{u_1(u_1+u_2)}{l} - \frac{u_1^2}{2l} - \frac{u_2^2}{2l_1}\right].$$

Vergleicht man dieſe Formel mit den Gleichungen (1), (3), (5), (7) und (9) in der angeführten Zeuner'ſchen Abhandlung, ſo ſieht man, daß die beiden erſten Glieder Aehnlichkeit mit den dortigen haben, indem auch hier die Klammern nur Größen enthalten, die für jede beſtimmte Stellung der Couliſſe und der Schubſtange conſtant ſind. Aber wir haben hier noch ein drittes conſtantes und von ω unabhängiges Glied. Nennen wir die erſte Klammer A, die zweite B und die dritte C, ſo haben wir alſo:

$$\xi = A\,r\sin\omega + B\,r\cos\omega + C. \qquad (1)$$

Setzen wir hierin ſtatt ω den Winkel $180 + \omega$, ſo werden die beiden erſten Glieder negativ, C bleibt aber nach wie vor poſitiv, woraus hervorginge, daß das Spiel des Punktes B um X nicht ſymmetriſch wäre. Dies muß aber durchaus der Fall ſein, wenn der Mechanismus ſeinen Zweck gut ſoll erfüllen können; wir müſſen alſo ſuchen, unſere Gleichung unbedingt auf die Form

$$\xi = r A \cos x + r B \sin x$$

zu bringen. Betrachten wir aber das Glied C näher, so sehen wir, daß dies recht gut möglich ist, indem C aus mehreren Gliedern besteht, deren Summe man leicht = Null machen kann. Die Bedingung für das Brauchbarwerden unserer obigen Gleichung (1) und somit des untersuchten Mechanismus findet sich daher in der Gleichung:

$$\frac{u_1 (u_1 + u_2)}{l} - \frac{u_1^2}{2l} - \frac{u_2^2}{2l} = 0 \text{ oder}$$

$$\frac{u_1^2}{2l} + \frac{u_2^2}{2l_1} = \frac{u_1 (u_1 + u_2)}{l}$$

Die Stücke u_1 und u_2 hängen von einander ab durch die Gliederung, welche zwischen Coulisse und Schubstange durch das Hebelwerk SLS_1 und die beiden Pendelstangen ST und SJ hergestellt wird. Wir ziehen nun durch T eine Parallele zu CC_1 und nennen den Abschnitt TT_1 derselben, der zwischen KB und OB fällt, u_3, setzen ferner den Hebel $LS_1 = a$, so wie $LS = b$ und die Länge des Stückes $TB = l_2$. Dann haben wir zunächst sehr annähernd:

$$Ji : TT_1 = S_1 L : SL \text{ oder}$$

$$u_1 : u_3 = a : b, \text{ woraus}$$

$$u_1 = \frac{a}{b} u_3.$$

Nun ist aber

$$TT_1 : Ki = BT : BK, \text{ oder } u_3 : u_2 = l_2 : l_1, \text{ woraus}$$

$$u_3 = \frac{l_2}{l_1} u_2.$$

Mithin haben wir

$$u_1 = \frac{a}{b} \frac{l_2}{l_1} u_2, \text{ oder auch}$$

$$u_2 = \frac{b}{a} \frac{l_1}{l_2} u_1.$$

Setzen wir nun den constanten Werth $\frac{b}{a} \frac{l_1}{l_2} = m$, und führen für u_2 dessen Werth $m u_1$ in die obige Bedingungsgleichung ein, so ergiebt sich:

$$\frac{u_1^2}{2l} + \frac{m^2 u_1^2}{2l} = \frac{u_1^2 (m + 1)}{l},$$

u_1^2 hebt sich, und man erhält, wenn man diese Gleichung nach m auflöst.

$$m = \frac{l_1}{l} \pm \sqrt{\frac{l_1^2}{l^2} + \frac{l_1}{l}} = \frac{l_1}{l} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right). \quad (2)$$

Da $\frac{b}{a} = \frac{l_2}{l_1} m$, so erhält man hieraus endlich auch:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_2}{l} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right). \quad (3)$$

Diese Gleichung für das Verhältniß der Stellhebel LS und LS_1 muß bei der Allan'schen Steuerung immer erfüllt werden, wenn das Spiel des Schiebers bei allen Absperrungsgraden zu einem und demselben Punkt symmetrisch stattfinden soll. Das Minuszeichen findet dann seine Anwendung, wenn S und S_1 beide auf derselben Seite von L liegen, ein Fall, auf den wir weiter unten noch zurückkommen werden. Für unseren Fall liefert das Pluszeichen die gesuchten Werthe.

Ist Gleichung (3) erfüllt, so wird in (1) C = 0, und wir erhalten:

$$\frac{\xi}{r} = A \cos \omega + B \sin \omega, \text{ oder}$$

$$\frac{\xi}{r} = \left[\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta - \frac{u_1 (u_1 + u_2)}{cl} \cos \delta\right] \cos \omega + \left(\frac{u_1 + u_2}{c} \cos \delta - \frac{u_2}{l} \sin \delta\right) \sin \omega.$$

Das Stück $u + u_1$ der Coulisse, welches hier immer vorkommt, ist aber nichts Anderes, als die Entfernung des Gleitbackens K von der Coulissenmitte J, dieselbe Größe, die früher immer mit u bezeichnet wurde. Führen wir diese hier ein, so ist

$$u_1 + u_2 = u,$$

und man hat daraus, wegen $u_2 = m u_1$,

$$u_1 = \frac{u}{1 + m}.$$

Setzen wir diese beiden Werthe in obige Formel ein und berücksichtigen ferner, daß, wie aus Zeuner's genannter Abhandlung hervorgeht, für gekreuzte Stangen alle Glieder obiger Formel außer dem ersten umgekehrte Vorzeichen erhalten, so ergiebt sich als allgemeine Gleichung für das Schieberspiel bei der Allan'schen Steuerung für offene und für gekreuzte Stangen:

$$\xi = r \left[\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \mp \frac{u^2 \cos \delta}{cl (1 + m)}\right] \cos \omega \pm \frac{ru}{c} \left[\cos \delta \mp \frac{cm \sin \delta}{l (1 + m)}\right] \sin \omega, \quad (4)$$

vorausgesetzt, daß $\frac{b}{a}$ den Werth aus (3) habe. Wir wollen den für jeden bestimmten Absperrungsgrad constanten Factor von cos ω durch A_6 und den von sin ω durch B_6 bezeichnen; wir haben alsdann auch:

$$\xi = A_6 \cos \omega \pm B_6 \sin \omega, \quad (5)$$

eine Formel, welche der Form nach ganz mit denen übereinstimmt, die Zeuner für eine Reihe anderer Steuerungen nachgewiesen hat, und welche zeigt, daß sich auch hier das Schieberspiel durch ein Schieberkreis-Diagramm darstellen läßt.

Will man also eine Allan'sche Steuerung in Bezug auf ihre Dampfvertheilung untersuchen, so braucht man nur, wie aus den früheren Untersuchungen bekannt ist, die Schieberkreise, deren Lage und Größe sich aus den Werthen, welche A_6 und B_6 in jedem Falle annehmen, leicht bestimmen lassen, zu verzeichnen, und kann alsdann aus der

Figur leicht alle nur wünschbaren Aufschlüsse erhalten. Ehe wir dazu übergehen, dies für unser vorliegendes Beispiel auszuführen, wollen wir Formel (5) noch etwas besprechen.

Der Factor A_6 bestimmt die Abstände der Mittelpunkte der Schieberkreise von OY (Fig. 4). A_6 hängt von u ab, indem dieses im dritten Glied der Klammer vorkommt; es fallen daher die Mittelpunkte nicht in eine zu OY parallele Grade, wie bei der Steuerung von Gooch (Bd. II, S. 204 ff.). Doch ist diese Veränderlichkeit, wie sich weiter unten zeigen wird, sehr unbedeutend, so daß das Voreilen fast ganz constant ausfällt. B_6 bestimmt die Abstände der Schieberkreismittel von OX, indem diese Abstände stets $= \frac{1}{2} B_6$ sind. B_6 ist aber, wie man sieht, proportional u, ganz so wie bei der Stephenson'schen und Gooch'schen Steuerung. Hat man also den Abstand C_4 des Mittelpunktes des größten Schieberkreises gefunden, so braucht man diesen blos in so viele gleiche Theile zu theilen, als Expansionsgrade da sind, um die Abstände der übrigen Mittelpunkte von OX zu finden. Für $u = 0$, d. h. für den todten Punkt der Coulisse wird auch $B_6 = 0$, der Mittelpunkt des Schieberkreises fällt also in OX hinein, wie bei den anderen Steuerungen (mit gleichen Voreilwinkeln).

Vergleicht man unsere Formel (5) mit der für die Stephenson'schen Steuerung, so findet man noch mehrere interessante Uebereinstimmungen. Die Formel für die letztere Steuerung lautet für offene und gekreuzte Stangen (Bd. II, S. 207 ff.):

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta \mp \frac{u^2\cos\delta}{cl}\right)\cos\omega \pm \frac{ru}{c}\cos\delta. \quad (6)$$

Die Aehnlichkeit beider Formeln ist sehr groß. Der Factor A ist einzig im dritten Glied in beiden Formeln verschieden, indem nur dessen Nenner bei der Allan'schen Steuerung um das $(1 + m)$-fache größer ist. Für $u = 0$ werden die Werthe von A für beide Steuerungen gleich, d. h. bei sonst gleichen Verhältnissen fallen die Schieberkreise der Allan'schen und der Stephenson'schen Steuerung für den todten Punkt der Coulisse zusammen. Für alle übrigen Werthe von u ist aber A bei Allan für gekreuzte Stangen kleiner, für offene Stangen größer, als bei Stephenson, und zwar sind diese Unterschiede gleich groß.

Man hat nämlich für offene Stangen, wenn A_1 den Factor bei der Stephenson'schen Steuerung bezeichnet:

$$A_1 - A_6 = r\left(-\frac{u^2\cos\delta}{cl} - \left[-\frac{u^2\cos\delta}{cl(1+m)}\right]\right) = -\frac{mu^2\cos\delta)}{cl(1+m)}r \quad (7)$$

und für gekreuzte Stangen:

$$A_1 - A_6 = \left[\frac{u^2\cos\delta}{cl} - \frac{u^2\cos\delta}{cl(1+m)}\right] = \frac{mu^2\cos\delta}{cl(1+m)}r. \quad (7)$$

Mit dem Factor B verhält es sich ganz ähnlich. Für $u = 0$ wird er in beiden Fällen $= 0$; für alle übrigen Werthe von u dagegen ist B_6 immer $> B_1$ bei gekreuzten Stangen und $< B_1$ bei offenen Stangen, und zwar sind diese Unterschiede auch hier wieder gleich groß. Man hat nämlich bei offenen Stangen:

$$B_1 - B_6 = \frac{cm\sin\delta}{l(1+m)}\frac{ru}{c} \quad (8)$$

und bei gekreuzten Stangen:

$$B_1 - B_6 = -\frac{cm\sin\delta}{l(1+m)}\frac{ru}{c}. \quad (8)$$

In dem Diagramm zeigt sich dies sehr deutlich. Verbindet man alle Endpunkte der Schieberkreisdurchmesser (Fig. 5), welche durch O gehen, durch eine stetige Linie, so bildet diese eine Curve, derjenigen geometrisch ähnlich, welche sich durch die Mittelpunkte der Schieberkreise ziehen läßt, und darum auch eine Centralcurve des Diagrammes genannt werden soll. Der Vergleich der Centralcurven verschiedener Diagramme läßt deren Unterschiede und Aehnlichkeiten sehr bequem erkennen; die Gleichungen der Centralcurven sind, wie leicht ersichtlich, in denen des Schieberweges ξ enthalten. In Fig. 5 sind nun für die Allan'sche und die Stephenson'sche Steuerung die Centralcurven nebeneinander gezeichnet, selbstverständlich unter Annahme gleicher Verhältnisse. Die Centralcurve für die Steuerung von Gooch ergiebt sich dabei von selbst, indem sie für gekreuzte und offene Stangen eine und dieselbe gerade, zu OX normale Linie, hier ST ist. RQ und P_4P gelten für die Allan'sche Steuerung, erstere für gekreuzte, letztere für offene Excentricstangen, TQ und TP für die Stephenson'sche Steuerung mit gekreuzten und mit offenen Stangen. Fällen wir außer TS noch die Lothe Rq und P_4p auf OX, so ist nach dem Obigen $Sp = Sq$ und $Rq - ST = ST - P_4p$.

Es wird hier am Ort sein, auf eine Eigenthümlichkeit des Diagrammes für die Stephenson'sche Coulisse aufmerksam zu machen, vermöge deren man dasselbe sehr leicht ganz und gar durch Zeichnung ausführen kann, ohne die Rechnung zu Hilfe nehmen zu müssen, wodurch es also noch brauchbarer für die Praxis wird, als der Erfinder derselben, Prof. Zeuner, in seinen Abhandlungen annimmt. Die Centralcurven QT und PT sind nämlich, wie leicht nachzuweisen ist, zwei gleiche Parabeln, deren Scheitel in Q und P liegen. Sie sind aber so kurze Parabelbogen, daß man sie leicht durch Kreisbogen ersetzen kann, die durch T und P, oder durch T und Q gehen, und deren Mittelpunkte auf OX liegen. Den Punkt T kann man leicht finden, indem $OT = r$ und $\angle TOP = 90 - \delta$ ist; es bedarf also nur noch einer leichten Auffindungsweise von Q und P. Nun ist aber

$$\frac{QS}{ST} = \frac{OS - OQ}{ST}$$

oder

$$\frac{QS}{ST} = \frac{(A_1)_4 - (A_1)_0}{(B_1)_4},$$

unter $(A_1)_4$ und $(B_1)_4$ die Werthe von A_1 und B_1 für $u = c$ — der halben Coulissenlänge, und unter $(A_1)_0$ den Werth für A_1 bei $u = 0$ verstanden. Diese Werthe aus Gleichung (6) hier eingesetzt, giebt aber, indem die beiden ersten Glieder sich heben:

$$\frac{QS}{ST} = \frac{\frac{rc^2 \cos\delta}{cl}}{\frac{rc}{c}\cos\delta} = \frac{c}{l}$$

ein überraschend einfaches und schönes Ergebniß, indem ja $\frac{c}{l}$ das Verhältniß der halben Coulissenlänge zur Excentricstangenlänge bezeichnet. (Zeuner findet bei einer anderen Gelegenheit, Bd. III, S. 22, dieselbe einfache Beziehung.) Man braucht also, um die Centralcurve für die Stephenson'sche Coulisse zu erhalten, nur $\frac{QS}{ST} = \frac{c}{l}$ zu machen, und durch Q und T einen Kreisbogen zu ziehen, dessen Mittelpunkt auf OX liegt. Mit demselben Halbmesser wird TP beschrieben, da SQ = TP. Theilt man dann noch ST in so viel gleiche Theile, als Absperrungsgrade vorhanden sind, und zieht durch die Theilpunkte Parallelen zu OX, so schneiden diese die Centralcurven an den Stellen, wo sie von den obenerwähnten Durchmessern der Schieberkreise getroffen werden.

Bei der Allan'schen Steuerung sind die Centralcurven für offene und für gekreuzte Stangen nicht gleich, wie bei der Stephenson'schen. Sie sind aber noch weit weniger gebogen, als bei der letzteren, so daß sie sich jedenfalls durch Kreisbögen, oft sogar durch gerade Linien ersetzen lassen, die man durch P und P_4 oder durch R und Q legt.

Wenn auch nicht ganz so leicht, als bei der Stephenson'schen Steuerung, so läßt sich doch auch für die Allan'sche das Diagramm fast ohne alle Rechnung bestimmen, und wollen wir jetzt das Verfahren hierzu aufsuchen.

Zunächst können wir aus dem so eben besprochenen, bei der Stephenson'schen Steuerung geltenden Verfahren ein Mittel zur Bestimmung der Punkte Q und P entnehmen, da diese den Centralcurven beider Diagramme gemeinschaftlich sind. Man macht nämlich OT = der Excentricität r, den Winkel $UOT = \delta$, und darauf $\frac{QS}{ST} = \frac{PS}{ST} = \frac{c}{l}$, so hat man in P einen Punkt der Centralcurven für offene Stangen, und in Q einen für die Curven bei gekreuzten Stangen.

Es handelt sich nun um die Auffindung der Punkte R und P_4, um alsdann die beiden Centralcurven wirklich verzeichnen zu können. Zu dieser Bestimmung stehen uns mehrere Wege offen. Wir könnten die Coordinaten A und B jener Punkte aus den entsprechenden Formeln berechnen, wollen dies ja gerade umgehen. Dann können wir aber von den Eigenschaften der Lage dieser Punkte, die wir in den Formeln (7) gefunden, Gebrauch machen. Formel (7) führt sehr rasch zum Ziel. Sie enthält nämlich geradezu den Ausdruck für Sq = Sp, wenn wir u = c setzen. Vergleichen wir diesen Ausdruck mit dem für SQ = SP, den wir vorhin gebrauchten, so können wir folgende Proportion bilden:

$$Sq : SQ = \frac{c}{l}\frac{m}{m+1} r\cos\delta : \frac{c}{l} r\cos\delta, \quad \text{woraus}$$

$$\left.\begin{aligned} Sq &= \frac{m}{m+1} SQ, \\ \text{oder auch} \quad \frac{Sq}{ST} &= \frac{m}{m+1}\frac{c}{l}. \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

Wir haben also SQ nur mit dem Verhältniß $\frac{m}{m+1}$ zu multipliciren, um Sq zu erhalten, wobei man sich erinnern muß, daß $m = \frac{b}{a}\frac{l_1}{l_2}$ ist. m ist also sehr leicht zu ermitteln. Da Sq = Sp, so sind dann die beiden zu OX senkrechten Linien bestimmt, in welchen die Punkte P_4 und R liegen müssen. Man sieht übrigens aus dem oben Entwickelten, daß, da $\frac{m}{m+1}$ nie = 1 werden kann, q niemals mit Q, und p nicht mit P zusammenfallen kann, daß aber diese Punkte einander um so näher rücken, je mehr m von 1 verschieden gemacht wird. Zu der nun noch nöthigen Bestimmung der Abstände Rq und P_4p leistet uns Formel (8) sehr gute Dienste, indem wir mittelst derselben die Abstände von P_4 und R von der zu OX parallelen UT finden. Die Entfernung des Punktes R von TU ist Tt, und Ts die des Punktes P_4; dann hat man aus Formel (8), indem man darin u = c setzt:

$$Tt = Ts = \frac{c}{l}\frac{m}{m+1} r\sin\delta.$$

Nun ist aber

$$TU = r\sin\delta, \text{ mithin}$$

$$Tt = Ts = \frac{c}{l}\frac{m}{m+1} TU. \qquad (10)$$

Dies heißt aber, wie man aus einem Vergleich zwischen (10) und (9) sieht, daß Ts und Tt sich ebenso zu TU verhalten, wie Sq und Sp zu ST, wonach man R und P_4 leicht finden kann. Doch können wir die Lage

dieſer Punkte auch noch auf eine andere Art beſtimmen. Man hat nämlich

$$OR = \sqrt{(A_6)^2_4 + (B_6)^2_4},$$

wobei der Zeiger 4 wieder angiebt, daß in A_6 und B_6 für u der Werth c geſetzt werden ſoll. Für OP_4 findet dieſelbe Gleichung ſtatt; in die erſtere ſind aber A und B mit den Vorzeichen für die gekreuzten Stangen, in die letztere mit denen für offene Stangen einzuführen. Man hat alſo:

$$OR^2 = r^2\left(\sin\delta - \frac{c}{l}\cos\delta\frac{m}{m+1}\right)^2 + r^2\left(\cos\delta + \frac{c}{l}\sin\delta\frac{m}{m+1}\right)^2,$$

woraus man findet:

$$OR^2 = r^2\left[1 + \left(\frac{c}{l}\frac{m}{m+1}\right)^2\right].$$

Ganz entſprechend findet man

$$OP_4{}^2 = r^2\left[1 - \left(\frac{c}{l}\frac{m}{m+1}\right)^2\right].$$

Nun iſt aber der Bruch $\frac{c}{l}\frac{m}{m+1}$ ſehr klein (z. B. in dem vorliegenden Fall etwa $1/10$), um ſo mehr noch deſſen Quadrat, ſo daß der Werth

$$r\sqrt{1 \pm \left(\frac{c}{l}\frac{m}{m+1}\right)^2}$$

kaum von r verſchieden ausfällt, hier z. B.

$$= 0{,}995\,r \text{ oder } = 1{,}005\,r,$$

ſo daß man ſich in der Regel ohne Weiteres erlauben darf $OR = OP_4 = r$ zu ſetzen. Es unterſcheidet ſich alſo die ideelle Excentricität, welche ſich bei der Allan'ſchen Steuerung für $u = c$ ergiebt, ſo zu ſagen nicht von der wirklichen, wodurch die Verzeichnung des Diagrammes noch mehr erleichtert wird. Schlägt man nämlich nun aus O (Fig. 5) mit dem Halbmeſſer r einen Kreis, ſo ſchneidet dieſer die Lothe, die man in q und p auf OX errichtet, in den geſuchten Punkten R und P_4. (Für ganz genaue Ermittelungen und namentlich bei kleinem Winkel δ iſt übrigens das obige, bei Formel (10) gefundene Verfahren vorzuziehen.)

Aus dem Bisherigen erhalten wir nunmehr für die Verzeichnung des Schieberkreis-Diagrammes der Allan'ſchen Steuerung die folgende

Regel.

Zwiſchen die zueinander rechtwinkeligen durch O gehenden Axen (Fig. 5) trage man an UO den Voreilwinkel $\delta = UOT$, mache OT = der Excentricität r und fälle das Loth TS auf OX. Dann ſchneide man von S auf OX die gleichen Stücke SQ und SP ab, denen man eine ſolche Länge gebe, daß $\frac{SQ}{ST} = \frac{SP}{ST} = \frac{c}{l}$, unter c die halbe Couliſſenlänge $IC = IC_1$ und unter l die Excentricſtangenlänge $CD = C_1D_1$ (Fig. 2) verſtanden. Hierauf mache man $Sp = Sq = \frac{m}{m+1}SQ$, wobei m den Werth $\frac{b}{a}\frac{l_1}{l_2}$ haben, und $\frac{b}{a}$ aus Formel (3) beſtimmt ſein muß. Hierbei bezeichnet b die Länge des Hebels SL, a die des Hebels S_1L, l_1 die Länge der Schubſtange und l_2 die Länge des Stückes BT derſelben. Man errichte nun in q und p zwei Senkrechte auf OX und ſchneide von dieſen mit einem aus O beſchriebenen Kreiſe vom Halbmeſſer r die Stücke qR und pP_4 ab. Legt man nun ſowohl durch P_4 und P, als durch R und Q je einen Kreisbogen, deſſen Mittelpuukt auf OX liegt, ſo iſt der Bogen QR eine Centralcurve für die Einrichtung mit gekreuzten Stangen, und PP_4 eine Centralcurve für die Einrichtung mit offenen Stangen, und zwar liegen in dieſen beiden Curven die Endpunkte der durch O gehenden Durchmeſſer der zu ſuchenden Schieberkreiſe.

Theilt man ferner noch Rq und P_4p durch Parallelen zu OX in ſo viel gleiche Theile, als Expanſionsgrade vorhanden ſind, ſo ſind die Schnittpunkte derſelben mit den Centralcurven die Durchmeſſer-Endpunkte der den einzelnen Graden entſprechenden Schieberkreiſe. Die Mittelpunkte der Schieberkreiſe ſind alsdann leicht zu finden; wendet man übrigens bei dem angegebenen Verfahren immer $\frac{r}{2}$ ſtatt r an, ſo erhält man unmittelbar die Curve für Mittelpunkte der Schieberkreiſe. Die beiden todten Punkte der Kurbel liegen in OX.

Das angegebene Verfahren liefert das Diagramm für die eine Hälfte der Couliſſe und die eine Hälfte des Kurbelkreiſes; für die anderen beiden Hälften wiederholen ſich die Linien und Kreiſe bekanntlich ſymmetriſch auf der anderen Seite von XX.

Zu bemerken iſt noch, daß die Verlängerungen der Centralcurven über die Punkte R und P_4 hinaus dann zu gebrauchen ſind, wenn man die Couliſſe noch außerhalb der Angriffpunkte C und C_1 der Excentricſtangen benutzt, wie es z. B. für unſer Beiſpiel nach Fig. 2 geſchieht; das Gleiche gilt von den Curven für die Stephenſon'ſche und andere Steuerungen. — Die gefundenen Diagramme liefern zunächſt in den Fahrſtrahlen, die man von O aus in die Schieberkreiſe zieht, wie bekannt, die Schieberwege ξ für die den Fahrſtrahlen entſprechenden Drehwinkel ω der Kurbel in der Pfeilrichtung. Will man die Eröffnungen der Dampf-

wege erhalten, so hat man noch die Ueberdeckung des Schiebers jedesmal abzuziehen, was durch Einzeichnung eines Kreises, dessen Halbmesser = der betreffenden Deckung ist, geschieht.

Wir können nun das Diagramm für die uns vorliegende Allan'sche Steuerung aufsuchen. Dasselbe ist in Fig. 4 gezeichnet. Wegen Mangel an Raum konnte dies nur in $^1/_2$ der natürlichen Größe geschehen. Die Maße, welche der englische Constructeur angewandt, ergeben sich wie folgt. Voreilwinkel $\delta = 35^1/_2{}^0$; Excentricität $r = 3^1/_4''$; Excentricstangenlänge $l = 57''$; halbe Coulissenlänge $c = 7''$; Schubstangenlänge $l_1 = 69''$; Stück BT derselben $l_2 = 59''$. Was nun $\frac{b}{a}$ betrifft, so muß dieser Werth in dem von Formel (3) ausgedrückten Verhältniß zu den übrigen Abmessungen stehen, wenn die Construction ganz richtig sein soll. Es müßte mithin hier sein:

$$\frac{b}{a} = \frac{59}{57}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{57}{69}}\right) = 2{,}43,$$

während in unserer Zeichnung $\frac{b}{a} = \frac{SL}{S_1 L}$ etwa 1,8 ist. Es ist also zu erwarten, daß, wenn der Hebel LS_1 noch kürzer gemacht worden wäre (woran hier die Axe L gehindert zu haben scheint), die Steuerung noch genauer ausgefallen wäre. Für unsere Untersuchung wollen wir obigen Unterschied vernachlässigen, und annehmen, der englische Constructeur habe $\frac{b}{a}$ ganz richtig, mithin

$$m = \frac{l_1}{l_2} \cdot 2{,}43 = \frac{69}{59}\, 2{,}43 = 2{,}84$$

gemacht. — Da die Excentricstangen, wie schon zu Anfang bemerkt, gekreuzt sind, so fällt unsere Centralcurve links von ST, und wir haben zu machen:

$$\frac{SQ}{ST} = \frac{c}{l} = \frac{7}{57} = \frac{1}{8^1/_7}.$$

Ferner haben wir nun nach unserer obigen Regel

$$Sq = \frac{m}{m+1} \cdot SQ = \frac{2{,}84}{3{,}84} \cdot SQ = 0{,}74\, SQ.$$

Dies ausgeführt, errichten wir auf OX in p eine Senkrechte, die wir durch einen aus O mit dem Halbmesser r beschriebenen Kreis in P_4 schneiden, worauf wir in OP_4 den Durchmesser des Schieberkreises für $u = c$, d. h. für die ganz gehobene Coulisse erhalten. Durch P_4 und P legen wir nun einen Kreisbogen, dessen Mittelpunkt auf OX liegt. Hier fällt dieser Bogen so flach aus, daß er beinahe ebenso genau durch eine Gerade P_4P dargestellt werden könnte. Es mögen nun 4 Expansionsgrade vorhanden sein, wir haben demnach pP_4 in 4 gleiche Theile zu theilen, und durch die Theilpunkte Parallelen zu OX zu legen, diese schneiden dann die Curve P_4P in den Durchmesserendpunkten P_3, P_2, P_1, worauf wir aus den sich nun ohne Weiteres ergebenden Mittelpunkten C_4, C_3, C_2, C_1 und B die 5 Schieberkreise verzeichnen, und das Diagramm der Schieberwege vor uns haben.

Die äußere Deckung e beträgt $1^5/_8''$; wir beschreiben damit aus O den Kreis E; innere Deckung ist gar nicht gegeben. Zu besserer Beurtheilung tragen wir auch noch die Canalweite mittelst eines Kreises aus O auf, dessen Halbmesser = e + Canalweite ist. Dieser Halbmesser wird aber hier gleich r, sodaß letzterer Kreis mit dem schon früher gezogenen zusammenfällt.

Es ist nun ein Leichtes, das ganze Spiel des Schiebers bei allen Graden zu untersuchen. Zunächst sehen wir, daß die Schieberkreise einander beinahe genau in einem und demselben Punkte P schneiden, und zwar in der Linie OX, weshalb das lineare Voreilen sehr nahe constant ausfallen wird. e ist nun so groß, daß das Voreilen selbst fast genau gleich Null wird, und dies mithin für alle Expansionsgrade. Es beginnt also die Einströmung für alle Expansionsgrade nicht vor, sondern gerade im todten Punkte der Kurbel. Es ist dies etwas befremdlich, da man doch allgemein sehr viel darauf hält, daß lineares Voreilen gegeben werde, und läßt vermuthen, daß ein Fehler in der mir zugesandten Zeichnung sein möchte, nämlich der, daß wohl die äußere Deckung zu groß angegeben ist. Machte man sie nur um ein Geringes kleiner, so würden sich ganz brauchbare Ergebnisse herausstellen.

Die Fahrstrahlen für den Beginn der Absperrung sind sämmtlich eingezeichnet. Sie zeigen, daß für ganz ausgeschobene Coulisse die Absperrung bei 0,76 des Kolbenlaufes eintritt und daß die Einströmung sich von Grad zu Grad bis auf 0 vermindert, was im Ganzen befriedigend ist. Weniger anzuerkennen aber ist der Umstand, daß schon beim 3. Grad die Dampföffnung nicht mehr ganz aufgedeckt wird; beim 1. Grad wird sie, wie die kleine schraffirte Mondsichel zeigt, nur um die kleine Größe V_1P_1, etwa nur um $\frac{1}{9}$ aufgedeckt. Dies ist jedenfalls keine gute Eigenschaft der vorliegenden Construction; doch würde auch diesem Uebelstande so viel als nöthig abgeholfen sein, wenn die äußere Deckung kleiner wäre. Das Nichtvorhandensein von innerer Deckung ist nicht gerade als ein Vortheil anzusehen, indem der Mangel an Einsperrung (wie ich in meinem Aufsatze, Bd. III, S. 43, nachgewiesen) die schädlichen Räume wirk-

lich nachtheilig macht. Einige geringe Aenderungen in den Deckungen und vielleicht dem Voreilwinkel würden diese Steuerung also wesentlich verbessern können.

Während wir also dem Grundgedanken der vorliegenden Steuerung den größten Beifall zollen müssen, können wir nach den durch unser Diagramm gewonnenen Einsichten die uns gerade vorliegende Anwendung derselben nicht ganz anerkennen; wir werden aber zugleich durch jene beredten Kreise belehrt, daß die Fehler der Construction sehr leicht zu vermeiden gewesen wären.

So weit unser Beispiel. Wir kehren nun nochmals auf Formel (3) für das Hebelverhältniß $\frac{b}{a}$ zurück; dieselbe lautete:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_2}{l}\left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right).$$

Von den beiden Zeichen vor der Wurzel wurde das obere, das Pluszeichen zur Anwendung gebracht. Bei Benutzung des Minuszeichens würde $\frac{b}{a}$ negativ ausfallen, was hier keinen rechten Sinn zu haben scheint. Doch muß jedenfalls auch das Minuszeichen zu einem wahren Ergebniß hinleiten, und dieses ist offenbar darin zu suchen, daß man die Gelenkpunkte S und S_1 der Pendelstange statt zu beiden Seiten des Drehpunktes L auch beide auf eine Seite desselben legen kann, und es wird von Interesse sein, sich hierüber genauere Aufklärung zu verschaffen. Diese neue Art der Aufhängung kann auf zweierlei Art geschehen, entweder wie in Fig. 6, wo der Drehpunkt L_1 auf der Seite der Schubstange liegt, oder wie in Fig. 7, wenn man den Drehpunkt L_2 auf der Seite der Excentricstangen anbringt. Untersucht man nun die Einrichtung ähnlich wie es oben geschah unter Zugrundelegung dieser beiden neuen Aufhängungsarten, so findet man in der That, daß die Vorrichtung auch in diesen beiden Formen die verlangte Schieberbewegung hervorbringt. Ist die Einrichtung wie in Fig. 6 getroffen, so werden beim Senken des Hebels sowohl Schubstange als Hängetasche gesenkt, erstere aber mehr als letztere, weshalb ein Verschieben der Gleitpfanne K in der Coulisse erfolgt, und zwar nach C hin; das Umgekehrte findet beim Aufheben des Hebels statt. Bei der Einrichtung in Fig. 7 dagegen rückt die Gleitpfanne beim Aufheben des Hebels L_2S nach C hin, während sie nach C_1 rückt, wenn man den Hebel abwärts bewegt. Denn hierbei wird die Schubstange mehr aus ihrer Lage gebracht, als die Hängetasche, weshalb sich K in letzterer verschieben muß.

Die analytische Behandlung, auf deren Einzelheiten einzugehen hier der Raum nicht gestattet, zeigt dabei, daß die Verhältnisse m und $\frac{b}{a}$ sich etwas anders ergeben als früher; man erhält nämlich:

$$m = \frac{l_1}{l}\left(\sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} - 1\right) \qquad (11)$$

und

$$\frac{b}{a} = \frac{l_2}{l}\left(\sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} - 1\right). \qquad (12)$$

Vereinigt man aber diese Ausdrücke mit denen aus (2) und (3), so erhält man als ganz allgemeine Werthe für m und $\frac{b}{a}$.

$$m = \pm\frac{l_1}{l}\left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right) \qquad (13)$$

und

$$\frac{b}{a} = \pm\frac{l_2}{l}\left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right). \qquad (14)$$

Diese Formeln geben stets positive, also brauchbare Werthe; von den Doppelzeichen ist das obere zu nehmen, wenn der Drehpunkt L zwischen die Aufhängepunkte der Pendelstange fällt, und das untere, wenn beide Aufhängepunkte zu einer und derselben Seite des Drehpunktes liegen. Im ersteren Falle gehen (13) und (14) in die Formeln (2) und (3) über, während sie sich im zweiten Falle in die Formeln (11) und (12) verwandeln.

Man hat also hier einen Fall, wo die Analysis auf ihre Weise Mechanismen erfunden hat; oder besser gesagt, wo sie entdeckt hat, daß die vorliegende Aufgabe der Coulissensteuerung mit gerader Hängetasche noch auf zwei von der besprochenen verschiedene Arten zur Lösung gebracht werden kann. Ob die beiden neuen Aufhängungsweisen ebenso praktisch sind, als die erste, ist eine weitere Frage, die aber wohl mit Nein zu beantworten sein wird. Drei Umstände sind es namentlich, welche der ersten Lösung den Vorzug vor den beiden letzteren zutheilen. 1. werden nämlich bei diesen sowohl Coulisse als Schubstange bei den höheren Expansionsgraden sehr weit aus der Mittellinie OB geschoben, was unvortheilhaft ist; 2) fällt der Winkel, um welchen der Aufhängehebel gedreht werden muß, größer aus, als bei der ersten Einrichtung, und 3) erfolgt die Schieberbewegung derart, daß das Voreilen sehr veränderlich, noch weit veränderlicher ausfällt als bei der Stephenson'schen Steuerung, während es bei der ersten Steuerung so zu sagen constant ist. In dem Diagramm behalten nämlich die Centralcurven zwar die Fußpunkte P und Q bei, allein die Endpunkte P_4 und R treten jeder auf die entgegengesetzte Seite von ST (vertauschen sich mit einander), so daß

die Curven für gekreuzte und offene Stangen einander schneiden, ehe sie den mit r beschriebenen Kreis erreichen.

Einen praktischen Werth würde es deshalb nicht haben, die beiden neuen Lösungen hier weiter zu verfolgen. Doch wird es einestheils nützlich, anderentheils aber auch genügend sein, zu wissen, daß diese Lösungen möglich sind, und wie sie sich im Allgemeinen verhalten.

Indem ich eine Menge interessanter Einzelheiten übergehe, die sich sowohl aus dem Diagramm der Allan'schen Steuerung noch ziehen lassen, als die durch Vergleiche zwischen diesem und anderen Diagrammen geliefert werden, möchte ich noch auf eine besonders bemerkenswerthe Eigenheit der Theorie der Coulissensteuerungen aufmerksam machen. Es betrifft dies das sehr kleine Fehlerglied, welches jedesmal behufs Bildung der Form

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega$$

weggelassen werden muß. Dieses Fehlerglied heißt hier, wie man bei der für OB entwickelten Formel S. 94*) sieht

$$-\frac{r^2}{2l}\left(\frac{1}{2}-\frac{u_1+u_2}{2c}\right)\cos^2(\delta-\omega) + \frac{r^2}{4l}\left(1+\frac{u_1+u_2}{c}\right)\cos^2(\delta+\omega).$$

Fassen wir hierin wieder, wie es oben geschehen $u_1 + u_2$ als u zusammen, so läßt sich das Glied sehr leicht so umformen, daß es lautet:

$$-\frac{r^2}{4cl}\left[(c-u)\cos^2(\delta-\omega) + (c+u)\cos^2(\delta+\omega)\right],$$

was aber ganz derselbe Ausdruck ist, welchen Zeuner und vor ihm Zech als das Fehlerglied der Stephenson'schen sowohl, als der Gooch'schen Coulissensteuerung (sei es mit offenen oder gekreuzten Excentricstangen) nachgewiesen haben. Es zeigt dies nochmals recht auffallend die innige Verwandtschaft dieser so vielseitig merkwürdigen Vorrichtungen.

Während der Schluß dieses Aufsatzes noch im Druck begriffen war, empfing ich eine Mittheilung, welche es höchst wahrscheinlich machte, daß die Ehre der Erfindung der besprochenen vortrefflichen Vorrichtung, nicht wie es oben angenommen wurde, einem Engländer, sondern einem Deutschen zukomme. Ich halte es für meine Pflicht, diese Frage gleich hier, so weit als einstweilen möglich, zu erledigen. Ich erfuhr nämlich, daß Herr Trick, Ingenieur in der Maschinenbauanstalt Eßlingen, eine der oben besprochenen im Grundgedanken ganz gleiche Locomotivensteuerung erfunden habe und ausführe. Auf mein Ersuchen ließ mir Herr Trick (der augenblicklich zu schreiben verhindert war) durch gütige Vermittelung des Herrn M. Schröter, Ingenieur in der nämlichen Fabrik, Mittheilungen über die Art und die Entstehungszeit seiner Erfindung zugehen. Eine eingesandte Zeichnung zeigte allerdings, daß die Trick'sche Steuerung mit der Allan'schen der Grundidee nach ganz übereinstimmt. Was den Zeitpunkt der Erfindung angeht, so fällt dieser bei Herrn Trick in den Monat April 1856, wo sie dem Herrn v. Kessler und dem Herrn Direktor Erhardt mitgetheilt wurde, bald darauf wurde die Anwendung derselben bei 14 Locomotiven für die Mainz-Bingener Bahn beschlossen. Gegen Ende 1856 nahm Herr Trick in Gemeinschaft mit einem Pariser Mechniker in Frankreich ein Patent auf seine Erfindung.

Durch das hier auszugsweise Mitgetheilte ist außer Zweifel gestellt, daß Herr Trick die in Rede stehende Erfindung selbstständig gemacht hat; doch scheint es leider, daß wir darauf verzichten müssen, die Erfindung zuerst in Deutschland gemacht zu wissen. Das Vorrecht bleibt jedenfalls demjenigen Erfinder, welcher zuerst mit der Idee an die Oeffentlichkeit trat, und das scheint dann allerdings von Herrn Alexander Allan gesagt werden zu müssen. Das Patentregister des „Repertory of patent inventions", welches ich wegen dieser Angelegenheit durchmusterte, enthält nämlich in Nr. 746 (der ganzen Serie) ein Allan'sches Patent, welches fast mit Gewißheit als das fragliche bezeichnet werden kann, und das vom August 1855 datirt ist. Es lautet nämlich: „No. 1747, Alexander Allan, of Perth, North-Britain, Engineer, for Improvements in the valve gear of locomotive and other engines. Dated August 2, 1855, Sealed January 22, 1856." Unter valve gear verstehen die Engländer bekanntlich den Apparat zur Bewegung des Dampfschiebers. Der Titel paßt also ganz genau auf unsere vorliegende Steuerung, und zudem findet sich in den Patentregistern bis zu den neuesten herab kein Patent für Allan mehr vor, das auf die in Rede stehende Erfindung gedeutet werden könnte. Ueberdies wurde mir die Zeichnung am 3. Sept. 1856 aus einer Fabrik zugesandt, die das Patent bereits von Allan gekauft hatte, und dasselbe als dort allgemein bekannt anzusehen schien. Dies wäre gewiß unmöglich gewesen, wenn Allan erst seit dem April v. J. Kenntniß von der Steuerung gehabt hätte, was aber auch nicht einmal sein kann, da das Register kein solches Patent in

*) Druckfehler auf S. 94 erste Spalte; es muß dort in der 24. Zeile zwischen OB und OF_1 statt eines Pluszeichens ein Gleichheitszeichen stehen

dieſer Zeit aufführt. Nachrichten, die ich aus England erwarte, werden den endgültigen Entſcheid geben; ſollte dieſer, wie eigentlich nicht erwartet werden kann, anders ausfallen, als hier geſchloſſen wurde, ſo werde ich hier Mittheilung davon machen.

Nach Allan iſt alſo Herrn Trick, deſſen Conſtructionen ſich von jeher durch Schönheit und ſinnreiche Grundideen ausgezeichnet haben, wohl das Verdienſt zuzuerkennen, die vorliegende Steuerung ſelbſtſtändig erfunden zu haben; die Ehre der erſten Erfindung iſt dagegen dem engliſchen Ingenieur zuzuſchreiben, ſo daß der Vorrichtung mit Recht der Name „Allan'ſche Steuerung" zu verleihen iſt.

Praxis
der
axonometriſchen Projectionsmethode.

Von

Prof. Julius Weisbach.

(Schluß aus Heft III, S. 71.)

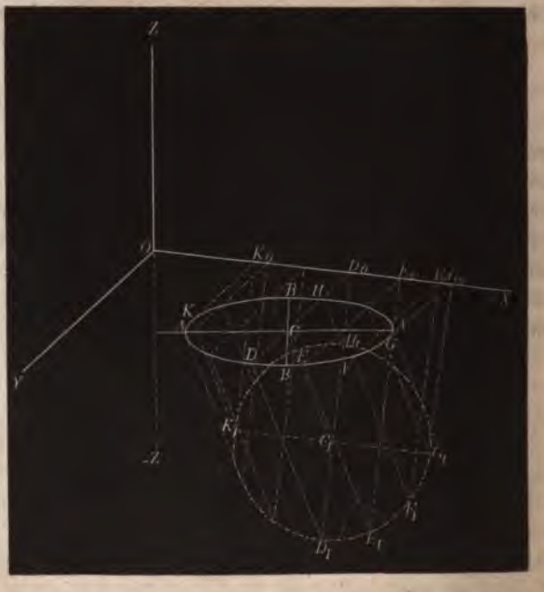
Die axonometriſchen Projectionen von krummkantigen oder krummflächigen Körpern.

§. 14. Die krummlinige Begrenzung einer ebenen Fläche wird genau ſo projicirt als eine geradlinige ebene Figur, nur hat man es hier mit der Angabe einer willkürlichen Anzahl von Punkten, dort aber mit der Beſtimmung einer gewiſſen Anzahl von Punkten, den ſogenannten Eckpunkten der Figur, zu thun. Den einfachſten Fall bietet auch hier das Projiciren einer krummen Linie dar, deren Ebene entweder mit einer Coordinatebene zuſammenfällt, oder mit dieſer parallel läuft.

Da die Kreiſe vor allen Curven am gewöhnlichſten vorkommen, ſo iſt zunächſt das axonometriſche Projiciren dieſer Curve abzuhandeln.

1. Figur 1 iſt $D_1E_1F_1H_1K_1$ ein durch Umdrehung um die Horizontalaxe OX auf die Papierebene aufgeklappter Kreis; um ſeine Projection DEFHK in der Horizontalebene XY zu finden, fällt man von einem Punkte D_1 deſſelben das Perpendikel D_1D_0 gegen OX, zieht D_0D parallel OY und macht dieſe Projection $D_0D = \frac{n}{m} D_1D_0$, z. B. hier $D_0D = \frac{1}{2} D_1D_0$. Hat man auf dieſe Weiſe die Projection D eines Punktes im Kreiſe beſtimmt, ſo findet man leicht die Projectionen E, F, G u. ſ. w. anderer Punkte E_1, F_1, G_1 u. ſ. w., wenn man E_1E_0, F_1F_0, G_1G_0 u. ſ. w. parallel D_1D_0, ſo wie auch E_0E, F_0F, G_0G u. ſ. w. parallel D_0D und E_1E, F_1F, G_1G u. ſ. w.

Fig. 1.

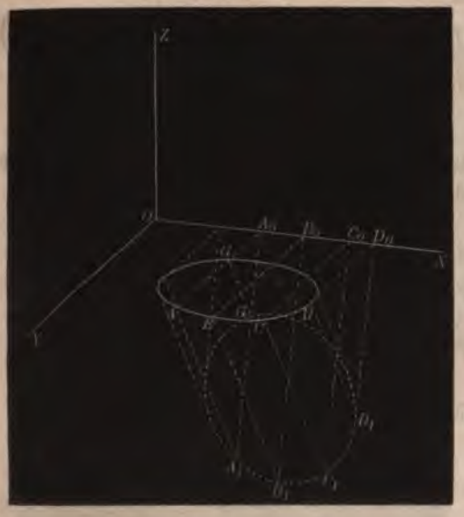


parallel D_1D zieht. Auf gleiche Weiſe projicirt ſich natürlich auch der Mittelpunkt C_1 des Kreiſes.

2. Um in einem Beiſpiele noch das axonometriſche Projiciren einer anderen Curve vor Augen zu führen, iſt in

Fig. 2 die Construction der Projection ABDG einer Ellipse $A_1 B_1 D_1 G_1$ in der Ebene XY ausgeführt worden.

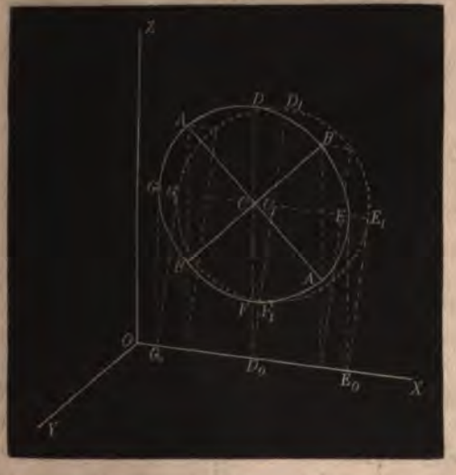
Fig. 2.



Das Reductionsverhältniß ist, wie fast immer $m : n : p = 1 : \frac{1}{2} : 1$.

3. Ferner ist in Fig. 3 die Projection DEG eines Kreises $D_1 E_1 G_1$ in der Ebene XZ dargestellt. Es ist

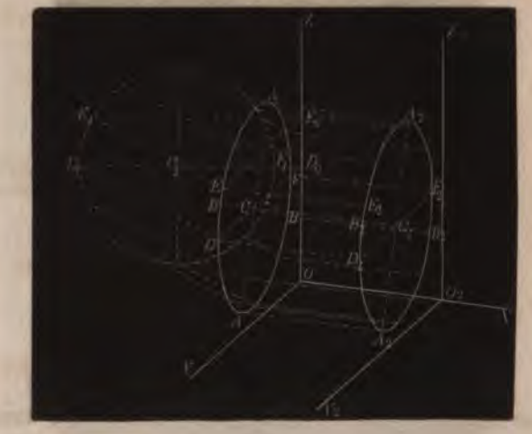
Fig. 3.



auch hier $D_1 D_0$, $E_1 E_0$ u. s. w. rechtwinkelig gegen OX so wie $D_0 D$, $E_0 E$ u. s. w. parallel OZ gezogen worden. Ferner hat man $D_0 D = \frac{p}{m} D_0 D_1 = \frac{1}{1} D_0 D_1 = D_0 D_1$ gemacht, $E_1 E$ parallel zu $D_1 D$ gelegt u. s. w.

4. Endlich ist in Fig. 4 die Projection DEF eines Kreises $D_1 E_1 F_1$ in der Ebene YZ zur Ausführung gebracht worden. Hier hat man natürlich $D_1 D_0$, $E_1 E_0$ rechtwinkelig gegen OZ, sowie $D_0 D$, $E_0 E$ parallel zu OY zu ziehen und $D_0 D = \frac{n}{p} D_0 D_1$, z. B. $= \frac{1}{2} D_0 D_1$ zu machen u. s. w.

Fig. 4.



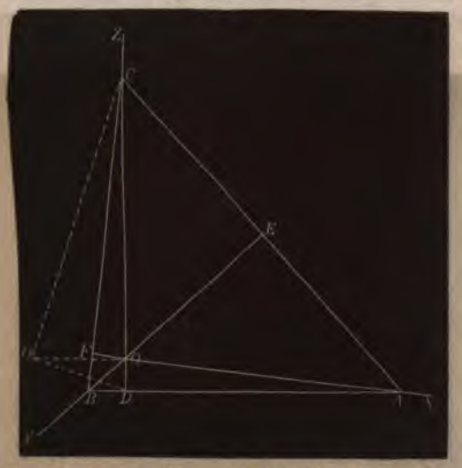
5. Um eine Curve auf eine Ebene zu projiciren, welche mit einer Coordinatebene parallel läuft, so kann man entweder diese Curve erst in dieser Coordinatebene selbst zeichnen und die gefundene Projection in der Richtung der Axe, welche auf dieser Coordinatebene rechtwinkelig steht, verschieben, oder man kann einfach die gegebene Projectionsebene als Coordinatebene ansehen, und in derselben die Projection nach dem angegebenen Verfahren angeben. Um z. B. die Projection des Kreises in der Ebene $Y_2 O_2 Z_2$ anzugeben, welche YOZ parallel läuft, kann man entweder die Projection DEA in der Ebene YZ in der Richtung OX fortschieben, und zu diesem Zweck $DD_2 \parallel EE_2 \parallel FF_2$ u. s. w. parallel OO_2 ziehen, oder man kann auch $D_2 E_2 F_2$ u. s. w. in $Y_2 O_2 Z_2$ genau so ausführen, wie die Construction von DEF in YOZ (vergl. §. 5).

§. 15. Die Projection eines Kreises bildet, welche Lage auch derselbe gegen die Bildebene habe, eine Ellipse. Da nun eine Ellipse durch ihre beiden Axen bestimmt ist, und sich mit Hilfe derselben leicht construiren läßt, so ist daher die Angabe der beiden Axen des zu projicirenden Kreises von besonderer Wichtigkeit. Hierzu gelangt man aber sehr leicht durch Benutzung folgender Sätze.

1. Jede Linie, welche mit der Bildebene parallel läuft, wird in derselben unverkürzt projicirt; also auch jede gerade Linie, welche mit einem der Grundschnitte AB, AC, BC der Bildebene ABC, Fig. 5, parallel geht, hat eine ihr gleiche Projection (s. die Theorie des axonometrischen Zeichnens, Bd. II, §. 2). Aus diesem Grunde wird also auch derjenige Durchmesser eines Kreises unverändert

projicirt, welcher mit der Bildebene oder mit einem der Grundschnitte derselben parallel läuft. Bei der Projection

Fig. 5.



eines Kreises in der Ebene XY läuft folglich der unveränderte Durchmesser mit AB, bei einer solchen in der Ebene XZ mit AC und bei einer solchen in der Ebene YZ mit BC parallel.

2. Die in der Figur auf die Papier- oder die Bildebene aufgeklappte Ebene OCD durch die Are OZ und durch das in der Figur umgeklappte Loth oder die projicirende Linie OO_1 des Arenanfangs O, steht auf den Ebenen O_1AB und ABC, und folglich auf dem Durchschnitt AB rechtwinkelig, und es schließt folglich auch CD einen Rechtwinkel mit AB ein. Hieraus folgt also, daß der Grundschnitt AB der Bildebene ABC stets auf der gegenüber liegenden Arenprojection O_1C oder O_1Z_1 rechtwinkelig steht, folglich auch AC mit O_1Y_1 und BC mit O_1X_1 den Rechtwinkel einschließt.

3. Den beiden vorstehenden Sätzen zu Folge, steht die große Are AA der Projection DEF, Fig. 1, des Kreises in der Ebene XY auf der Are OZ, ebenso die große Are AA der Projection DEF, Fig. 3, des Kreises in der Ebene XZ auf der Are OY, und die große Are AA der Projection DEF des Kreises $D_1E_1F_1$, Fig. 4, in der Ebene YZ auf der Are OX rechtwinkelig.

4. Da die kleine Are einer Ellipse rechtwinkelig auf der großen Are derselben steht, so laufen folglich die kleinen Aren BB der elliptischen Projectionen eines Kreises in Fig. 1, 3 und 4, respective mit den Aren OZ, OY und OX parallel.

5. Bezeichnet γ den Winkel ODC, Fig. 5, welchen die Coordinatebene ABO mit der Bildebene ABC einschließt, so ist die Projection eines Perpendikels DO in der ersteren Ebene und gegen AB:

$$DO_1 = DO \cos\gamma,$$

und aus demselben Grunde auch die kleine Halbare der Ellipse DEF in Fig. 1

$$\overline{BB} = \overline{AA} \cos\gamma,$$

z. B. für die monodimetrische Projection $\left(1 : \frac{1}{2} : 1\right)$, siehe Tabelle, Bd. II, S. 243,

$$\overline{BB} = \frac{1}{3}\overline{AA}.$$

Auf gleiche Weise bestimmt sich für die Projection des Kreises in der Ebene XZ, Fig. 3.

$$\overline{BB} = \overline{AA} \cos\beta,$$

also in dem besonderen Falle:

$$\overline{BB} = \overline{AA} \cdot \sqrt{\frac{7}{9}} = 0{,}8819,$$

so wie für die Kreisprojection in Fig. 4

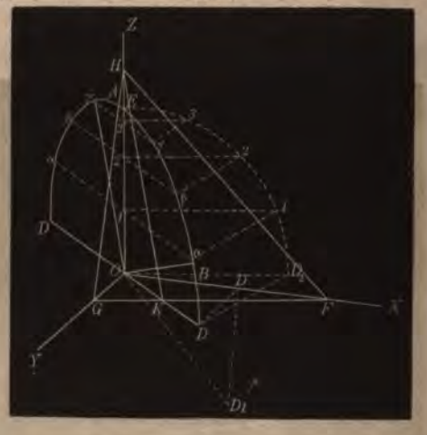
$$\overline{BB} = \overline{AA} \cos\alpha,$$

also im besonderen Falle

$$\overline{BB} \text{ wieder } = \frac{1}{3}\overline{AA}.$$

§. 16. 1. Die bildliche Darstellung eines Kreises, dessen Ebene nicht mit einer Coordinatebene zusammenfällt, sondern nur durch eine Coordinatare OZ, Fig. 6, geht, wird auf folgende Weise gefunden. Zuerst legt man den

Fig. 6.

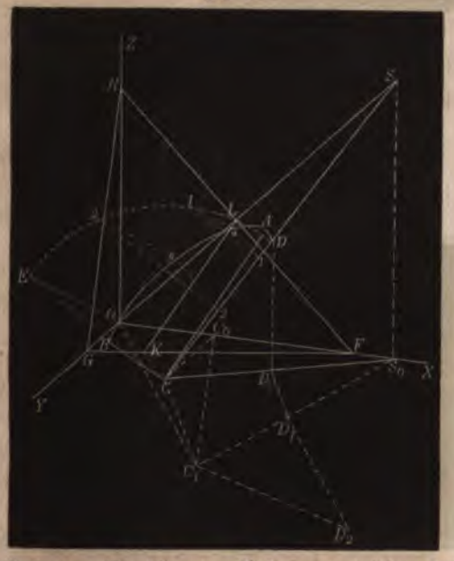


gegebenen Halbmesser OD_1 unter dem gegebenen Richtungswinkel XOD_1 an die Are OX, und bestimmt aus demselben auf die bekannte Weise seine Projection OD; dann beschreibt man mit $OE = OD_1$ aus O über OE den Kreisquadranten ED_2, fällt von den Punkten 1, 2, 3 in demselben die Perpendikel 11, 22, 33 gegen die Are OZ, und zieht durch die Lothpunkte 1, 2, 3 in OE die Parallelen 1α, 2β, 3γ zu OD, so wie durch die Punkte 1, 2, 3 im Quadranten die Parallelen 1α, 2β, 3γ zu D_2D; die dadurch erhaltenen Theilpunkte α, β, γ bestimmen die gesuchte Projection $D\alpha\beta\gamma E$, welche dann leicht noch zu ergänzen ist.

Um nun noch die Halbaren OA und OB dieser Projection zu finden, zieht man durch einen beliebigen Punkt H in der Are OZ die Linien HF und HG winkelrecht gegen die Arenrichtungen OY und OX, und bestimmt dadurch das Dreieck FGH, in welchem die drei Coordinatebenen von der Bildebene durchschnitten werden; nun giebt man sich die Linie HK an, in welcher sich die Kreisebene und die Bildebene FGH durchschneiden, und führt zu dieser Linie durch O eine Parallele OA und eine Rechtwinkelige OB; die Erstere ist aus bekannten Gründen die große, und die Letztere die kleine Halbare.

2. Um die Projection eines Kreises anzugeben, welcher die Coordinatebenen unter schiefen Winkeln schneidet, kann man folgendes Verfahren einschlagen. Es sei OC_1, Fig. 7, der horizontale Halbmesser des gegebenen Kreises,

Fig. 7.



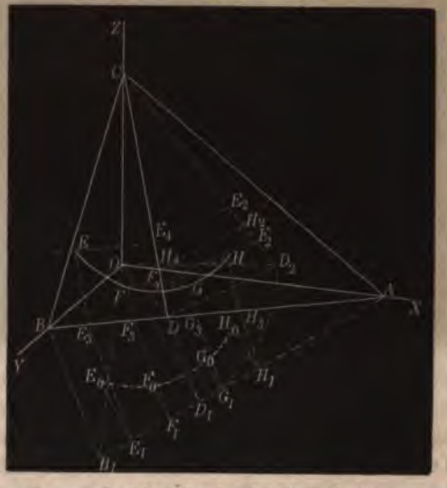
und XOC_1 der Streich- oder Richtungswinkel desselben, so wie OC die auf bekannte Weise gefundene Projection dieses Halbmessers; ferner sei C_1S_0 rechtwinkelig gegen OC_1 gezogen, so wie $S_0C_1D_2$ der gegebene Fallwinkel der Kreisebene und C_1D_2 dem gegebenen Kreishalbmesser OC_1 gleich gemacht worden. Wenn man nun CS_0 zieht, D_1D_0 parallel zu CC_1 legt, und die Verticale D_0D der Linie D_1D_2 macht, so erhält man in CD die Projection des Kreishalbmessers in der Fallinie CS. Beschreibt man nun aus C über CD den Quadranten DE, fällt von den Punkten 1, 2 u. s. w. in demselben die Perpendikel 11, 22 u. s. w. gegen CD, so lassen sich mit Hilfe der Parallelen 1α, 2β u. s. w. zu CO und der Parallelen 1α, 2β u. s. w. zu EO die Punkte α, β u. s. w. der gesuchten Projection $D\alpha\beta O$ bestimmen. Zieht man ferner, wie oben, das Liniensystem FGH rechtwinkelig gegen die Aren OX, OY und OZ und giebt sich die Punkte K und L an, wo die Kreisebene COS von der Ebene FGH geschnitten wird, so erhält man eine Linie KL, welcher die große Are parallel liegt u. s. w. Diese Are CA ist natürlich gleich der wahren Größe des Kreishalbmessers, d. i.

$$= \frac{OC_1}{\sin\gamma}, \text{ z. B. für das Verhaltniß } (1 : {}^1/_2 : 1),$$

$$= \frac{OC_1}{0{,}9428} = 1{,}061 . OC_1 .$$

§. 17. Die Art und Weise, wie eine Curve auf eine Ebene ABC aufzutragen ist, führt Fig. 8 vor Augen. Es

Fig. 8.

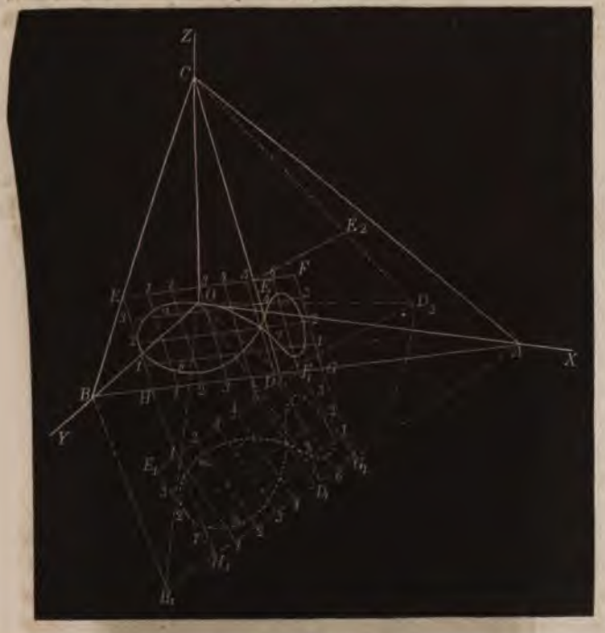


sei AB_1 der auf die Papierebene aufgeklappte Grundschnitt A, so wie $E_0F_0G_0H_0$ die in ihrer wahren Lage gegen AB auf ABC aufzutragende Curve; ferner sei OD_1 die auf AB rechtwinkelig stehende Horizontalprojection der Falllinie CD der Ebene, deren Endpunkt D gefunden wird, wenn man D_1D parallel B_1B zieht, endlich sei der Winkel COD_2 ein rechter, und $OD_2 = OD_1$, folglich CD_2 die wahre auf die Papierebene aufgeklappte Größe der Falllinie CD. Man ziehe zuerst E_0E_1, F_0F_1 u. s. w. parallel OD_1, und von den Lothpunkten E_1, F_1 u. s. w. aus die Parallelen E_1E_3, F_1F_3 u. s. w. zu B_1B bis zum Grundschnitt AB. Nun trage man die Abstände E_1E_0, F_1F_0 u. s. w. von D_2 aus auf CD_2 als D_2E_2, D_2F_2 u. s. w. auf, ziehe durch E_2, F_2 u. s. w. zu DD_2 die Parallelen E_2E_4, F_2F_4 u. s. w. bis CD. Endlich lege man durch E_3, F_3 u. s. w. Parallelen zu CD, so wie durch E_4, F_4 u. s. w. Parallellinien zu AB; die Durchschnitte E, F u. s. w. zwischen je zwei dieser Punkte liegen in der gesuchten Projection EFGH.

2. Mit großem Vortheil kann man bei der Entwerfung der aronometrischen Projection einer Figur von einem Quadratnetz Gebrauch machen, womit man die zu projicirende

Figur überzieht. Eine solche Darstellungsweise ist in Fig. 9 zur Ausführung gebracht worden. Es ist auch hier

Fig. 9.

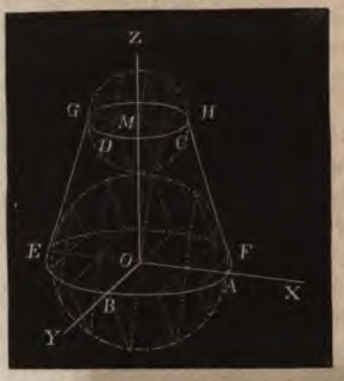


AB_1 der umgeklappte Grundschnitt AB, so wie $OD_1 = OD_2$ die umgeklappte Horizontalprojection OD der Fallinie, und CD_2 die umgeklappte Fallinie der Ebene ABC, in welcher die darzustellende Figur liegen soll. Die wahre Gestalt dieser Figur $\alpha_0\beta_0\gamma_0$ ist durch das Quadratnetz $E_1F_1G_1H_1$ bedeckt, dessen Eckpunkte E_1, F_1 u. s. w. genau so projicirt werden wie die Punkte E_0, F_0 u. s. w. in Fig. 8. Die Seiten des auf diese Weise erhaltenen Parallelogrammes EFGH werden nun genau so eingetheilt, wie das Parallelogramm $F_1F_1G_1H_1$, und es werden ebenso die gegenüber liegenden Theilpunkte durch Parallelen 11, 22, 33 u. s. w. mit einander verbunden wie in $E_1F_1G_1H_1$, so daß dadurch ein aus lauter congruenten Parallelogrammen bestehendes Netz entsteht, dessen Bestandtheile den Quadraten des ersten Netzes entsprechen. Wenn man daher die Figur $\alpha\beta\gamma$ in das gefundene Netz EFGH genau so einträgt, wie $\alpha_0\beta_0\gamma_0$ im Netze $E_1F_1G_1H_1$ liegt, so erhält man die gesuchte Projection von $\alpha_0\beta_0\gamma_0$ in der Ebene ABC.

§. 18. Die Art und Weise, wie sich krummflächige Gebilde aronometrisch projiciren lassen, möge in folgenden Beispielen erläutert werden.

1. In Fig. 10 ist ein abgekürzter gerader Kegel in kreisförmiger Basis in aufrechter Stellung nach $(1 : \frac{1}{2} : 1)$ projicirt. Die untere Grundfläche ABEF, deren Halbmesser sich in den Aren OX und OY als OA und OB $= \frac{1}{2}$ OA projiciren, wird auf die bekannte Weise (§. 14, Fig. 1) construirt; nachdem die Höhe OM auf die dritte Are OZ aufgetragen hat, läßt sich auch die obere Grundfläche CDGH aufzeichnen, indem man den gegebenen Halbmesser MC derselben parallel zu OX, so wie seine Projection $MD = \frac{1}{2}MC$ parallel zu OY legt. Verbindet man endlich die beiden projicirten Grundflächen durch die Tangenten EG und FH, so erhält man in FABGDH den ganzen Umriß des abgekürzten Kegels. Da der Kegelkörper die Basis ABEF verdeckt, so ist von derselben nur der Bogen FABE sichtbar und daher auszuziehen, während die obere Basis CDGH ganz sichtbar und daher auch vollständig auszuziehen ist.

Fig. 10.



2. In Figur 11 ist die aronometrische Projection $(1 : \frac{1}{2} : 1)$ eines Rotationsparaboloides mit aufrechter Are OS abgebildet; ABDE ist die kreisförmige Basis und OS die in OZ fallende Are derselben. Die letztere ist in 16 gleiche Theile getheilt worden, und es ist, vom Scheitel S aus nach unten gegangen, O_1 der erste, O_2 der vierte und O_3 der neunte Theilpunkt, so daß sich folglich die Abscissen SO_1, SO_2, SO_3, SO wie die Quadrate 1, 4, 9, 16 der natürlichen Zahlenreihe 1, 2, 3, 4 zu einander verhalten. Den Eigenschaften der Parabel zu Folge, verhalten sich die diesen Abscissen entsprechenden Ordinaten zu einander wie die natürlichen Zahlen 1, 2, 3, 4 selbst; zieht man daher durch O_1, O_2, O_3 zu dem Halbmesser OA der Basis in der Are OX die Parallelen $O_1A_1 = \frac{1}{4}$OA, $O_2A_2 = \frac{2}{4}$OA und $O_3A_3 = \frac{3}{4}$OA, so wie zu dem Halbmesser $OB = \frac{1}{2}$OA in der Are OY die Parallelen $O_1B_1 = \frac{1}{2}O_1A_1 = \frac{1}{4}$OB, $O_2B_2 = \frac{1}{2}O_2A_2 = \frac{2}{4}$OB und $O_3B_3 = \frac{1}{2}O_3A_3 = \frac{3}{4}$OB, so erhält man für jeden der kreisförmigen Querschnitte des Paraboloides durch O_1, O_2, O_3 zwei Punkte A_1, B_1; A_2, B_2; A_3, B_3, mittelst welcher sich dann leicht diese Querschnitte selbst construiren lassen. Um endlich noch den vollständigen Umriß des Körpers zu erhalten, hat man die sämmtlichen Schnitte

Fig. 11.

A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3, so wie die Basis ABDE durch eine Curve DFGC tangential zu umschließen.

§. 19. Die sogenannten Kegelschnitte, Ellipse, Parabel und Hyperbel, lassen sich am einfachsten dadurch projiciren, daß man die gegebene Schnittebene durch eine Menge anderer Ebenen durchschneidet, welche sämmtlich durch die Spitze des Kegels gehen und mit der gegebenen Ebene einerlei Richtung haben, also die Horizontalebene oder Basis in Linien schneiden, welche nicht allein unter sich, sondern auch mit den basischen Schnittlinien der gegebenen Ebene parallel laufen. Die dadurch bestimmten Durchschnittslinien treffen die geradlinigen Seitenbegrenzungen der entsprechenden Schnitte in Punkten der gesuchten Kegelschnittscurven.

1. Um hiernach den elliptischen Schnitt eines geraden Kegels DSE, Fig. 12, zu finden, welcher mit der Are OX

Fig. 12.

parallel läuft und gegen die Horizontalebene XOY unter einem gegeben Winkel α geneigt ist, trägt man zuerst $OK = OA \cdot \tang\alpha = \frac{m}{n} OB \tang\alpha$ auf die Are OS auf, und zieht durch B und K die gerade Linie BL bis zur Seite B_1S, worin der Kegel von der Ebene BOK getroffen wird. Nun zieht man die geraden Linien $\overline{11}$, $\overline{22}$, $\overline{33}$ u. s. w. parallel OX, so wie die Kegelseiten 1S, 1S, 2S, 2S u. s. w. ferner durch die Durchschnitte 1, 2, 3 der Linien $\overline{11}$, $\overline{22}$ u. s. w. mit BB_1 die Geraden 1.S, 2.S, 3.S u. s. w., und durch die Durchschnitte a, b, c u. s. w. der letzteren Linien mit BL die Parallelen $\alpha\alpha$, $\beta\beta$, $\gamma\gamma$ u. s. w. zu OX. Die Durchschnitte α, β, γ u. s. w. dieser Linien mit den Kegelseiten 1S, 2S u. s. w. sind Punkte in der gesuchten Kegelschnittscurve.

2. Soll ein parabolischer Kegelschnitt, Fig. 13, construirt werden, welcher mit der gegebenen Kegelseite DS

Fig. 13.

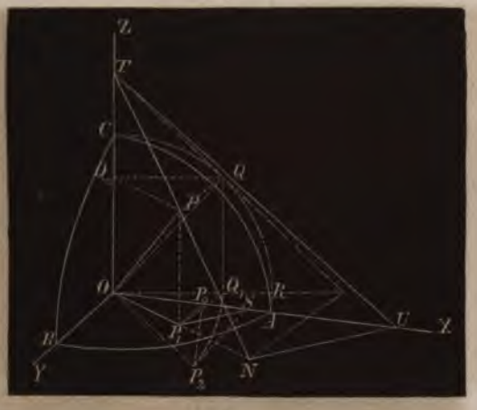
parallel läuft, so lege man zunächst an D auf die bekannte Weise eine Tangente DT, trage den gegebenen Abstand DE des Schnittes von dem Punkte D nach einer in §. 4 des vorigen Artikels gegebenen Regel auf, und ziehe durch E die Basis FF des Schnittes FLF parallel zu DT. Ferner verlängere man DO bis G im Umfang der Kegelbasis ADF, ziehe die Kegelseite GS und die mit DS parallel laufende Are EL des Parabelschnittes. Nun ziehe man die Geraden $\overline{11}$, $\overline{22}$ u. s. w. parallel zu FF, so wie die Kegelseiten 1S, 2S u. s. w. und durch die Durchschnitte 1, 2 u. s. w. der Geraden $\overline{11}$, $\overline{22}$ u. s. w. mit DG die Linien 1.S, 2.S u. s. w., endlich lege man durch die Durchschnitte a, b u. s. w. der letzteren Linien mit EL die Geraden $\alpha\alpha$, $\beta\beta$ u. s. w. parallel zu FF. Die Punkte α, β u. s. w., worin diese Geraden die entsprechenden Kegelseiten treffen, gehören der zu construirenden Parabel an.

§. 20. Wie sich zu einer Projection eines in einer krummen Fläche gelegenen Punktes dieser Punkt selber bestimmt, wie in einem Punkte eine Tangentialebene an eine krumme Fläche zu legen ist u. s. w., soll in folgendem Beispiele gezeigt werden.

1. Es sei ABC, Fig. 14, ein Octand einer aus dem Arenpunkte O beschriebenen Kugelfläche, und P_1 die Projection eines Punktes derselben in der Arenebene XOY. Um den Punkt P selbst zu finden, ziehe man P_1P_0 parallel zu OY so wie P_0P_2 rechtwinkelig auf OX und mache $P_0P_2 = \frac{m}{n} P_1P_0$, z. B. $= \frac{2}{1} P_1P_0 = 2P_1P_0$, wenn, wie seither, immer das Reductionsverhältniß $(1 : \frac{1}{2} : 1)$ vorausgesetzt wird. Nun beschreibe man aus O mit OC einen Kreisqua-

dranten CQR, schneide von dem Halbmesser OR desselben das Stück $OQ_1 = OP_2$ ab, und ziehe Q_1Q parallel OZ. Es

Fig. 14.

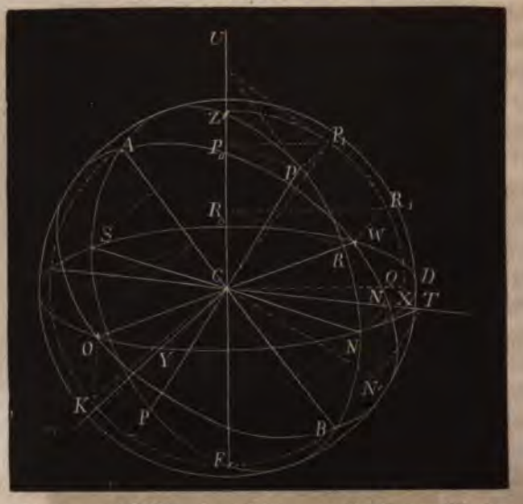


ist die letztere Linie der Abstand des gesuchten Punktes von der Grundebene XOY, errichtet man daher in P_1 das Perpendikel $P_1P = Q_1Q = OQ_0$, so erhält man in dessen Endpunkt P den gesuchten Punkt P.

Um nun noch in P eine Tangentialebene an die Kugel zu legen, ziehen wir auf den Halbmesser OQ das die verticale Are OZ in T schneidende Perpendikel QT, und verbinden T mit P durch eine Gerade TPN, welche die Kugel in P berührt und folglich in der gesuchten Tangentialebene liegen muß. Errichtet man noch P_2S rechtwinkelig auf OP_2 und zieht hierauf P_1S, so erhält man in der letzteren Linie die Richtung des horizontalen Grundschnittes der gesuchten Tangentialebene, welcher sich daher bestimmt, wenn man durch den Durchschnitt N der Tangente TPN mit der Horizontalebene XOY die Gerade NU parallel zu P_1S zieht. Die gesuchte Tangentialebene ist endlich durch das Dreieck TNU vollständig bestimmt.

2. Die Himmels- und die Erdkugel mit ihren ausgezeichneten Punkten, Linien und Kreisen bieten eine schöne Gelegenheit zu aronometrischen Projectionen dar. Die beiden Aren CX und CY, Fig. 15, geben z. B. den Horizont und die dritte Are CZ die Vertical- oder Scheitellinie einer Himmelskugel. Macht man $CY = \frac{1}{2}CX = \frac{1}{2}CZ$, so wie $CX_1 = CX$, $CY_1 = CY$ und $CZ_1 = CZ$, so erhält man vier Punkte X, Y, X_1, Y_1, des nun leicht zu verzeichneten Horizontes, so wie auch die Endpunkte, das sogenannte Zenith Z und das Nadir F der nach dem Verhältnisse $(1 : \frac{1}{2} : 1)$ projicirten Himmelskugel. Ein mit dem Halbmesser $CD = 1$ (der Einheit) beschriebener Kreis stellt den sichtbaren Umriß der Himmelskugel dar. Soll die Mittagslinie um einen gegebenen Winkel α von der Are CX abweichen, so trage man denselben in seiner wahren Größe an CX an, mache hiernach $XCN_1 = \alpha$, so wie $CN_1 = CX$; fällt man nun N_1N_0 rechtwinkelig gegen CX, zieht N_0N parallel CY und

Fig. 15.



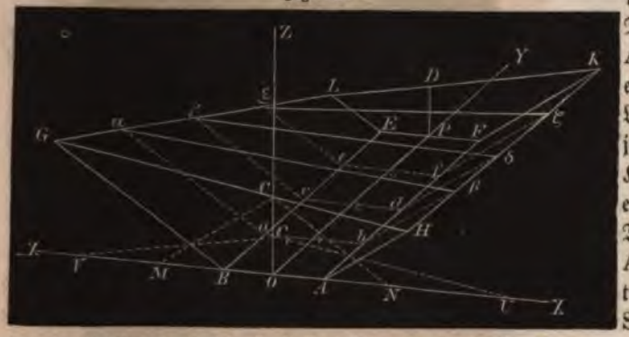
macht $N_0N = \frac{1}{2}NN_1$, so erhält man in N den Nordpunkt der Mittagslinie NS, deren Südpunkt S durch Verlängerung von NC leicht gefunden werden kann. Trägt man jetzt die gegebene Polzenithdistanz β (= 90 Grad minus Polhöhe) an CZ als $ZC\overline{P}_1$, so wie den Winkel von 90 Grad als ZCQ auf und macht $CP = CQ = CZ$, fällt ferner P_1P_0 rechtwinkelig gegen CZ und zieht P_0P parallel zu CN, so wie $\overline{P}_1P$ parallel QN, so erhält man in P den Nordpol, und folglich in CP die halbe Weltare, zu welcher durch die nöthige Verlängerung leicht die andere Hälfte $C\overline{P} = CP$, so wie der Südpol $\overline{P}$ bestimmen läßt. Wie P, so lassen sich auch noch andere Punkte R des durch CN und CZ gehenden Meridianes NPZSF bestimmen.

Errichtet man ferner noch N_1T rechtwinkelig auf CN_1, zieht die Linie NT und hierzu die Gerade OCW parallel, so erhält man in derselben die Ostwestlinie, deren Endpunkte O und W der Ost- und Westpunkt genannt werden. Errichtet man ferner P_1U rechtwinkelig auf CP_1 und zieht man PU, so wie AB parallel PU, so erhält man in AB eine auf der Weltare $P\overline{P}$ rechtwinkelig stehende und im Meridian NZS befindliche Linie, welche in Vereinigung mit OW die Aequatorebene OAWB bestimmt. Um den Aequator oder die Umgrenzung der letzteren Ebene zu finden, beschreibe man aus C über CA einen Halbkreis AKB, theile denselben in beliebige Theile, fälle von den Theilpunkten Perpendikel auf AB, ziehe von den Lothpunkten aus Parallelen zu CO, so wie durch die entsprechenden Theilpunkte Parallelen zu OK; die Durchschnitte der letzteren Liniensysteme geben die gesuchte Projection des Aequators.

§. 21. Zur Ausmessung und Berechnung der Auf- und Abtragskörper bei Erdarbeiten ist es oft zweckmäßig, die in die Erdoberfläche fallenden Begrenzungsflächen dieser Körper als windschiefe, durch Fortschreiten einer geraden Linie entstandene Flächen anzusehen.

1. In Fig. 16 ist z. B. AB = EF die Breite der Sohle eines Einschnittes von der in die Axe OY fallenden Länge OP und es sind OC und PD die mittleren Tiefen desselben im ersten und letzten Querprofile. Trägt man von O aus zu beiden Seiten von OC auf die Axe OX die der Höhe OC entsprechende Böschung des Abtrages, z. B. OM = ON = $^3/_2$ OC, so wie die einer beliebigen Höhe OC_1 entsprechenden Böschungen des Gehänges der Erdoberfläche in C und D, z. B. $OU = 6\,OC_1$ und $OV = 5\,OC_1$ auf, und zieht man die Geraden CM und CN,

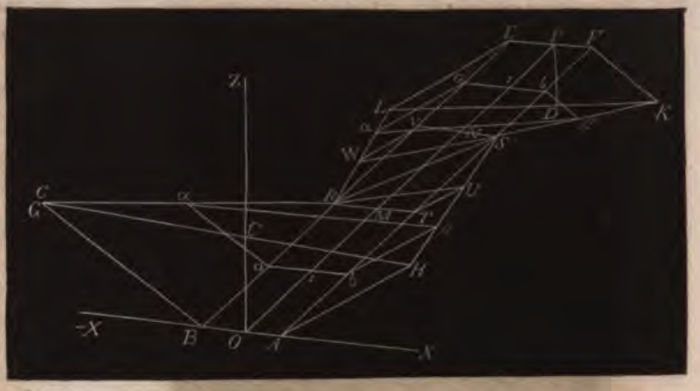
Fig. 16.



so wie C_1U und C_1V, so lassen sich nun auch die Querprofile ABGH und EFKL durch O und P leicht finden, indem man nämlich AH und FK parallel zu MC, so wie BG und EL parallel zu NC, ferner durch C die Abhangslinie GH parallel zu UC_1 und durch D die Abhangslinie KL parallel zu VC_1 zieht. Die zwischen GH und LK befindliche obere Begrenzungsfläche des ganzen Abtragskörpers läßt sich durch eine gerade Linie beschrieben denken, welche allmälig von GH nach LK rückt, wobei sie immer den Querschnittsebenen ABGH und EFKL parallel bleibt und weder die Gerade GL noch die Gerade HK verläßt. Theilt man die Mittellinie OP der Basis des Körpers in gleiche Theile, und legt man durch die Theilpunkte 1, 2, 3 die Parallelen ab, cd, ef zu AB oder EF, so wie durch a, c, e die Parallelen $a\alpha$, $b\beta$, $c\gamma$ zu BG und durch b, d, f die Parallelen zu AH, so kann man die in die windschiefe Oberfläche GHKL fallenden Geraden $\alpha\beta$, $\gamma\delta$ und $\varepsilon\zeta$ ziehen.

2. Auf gleiche Weise läßt sich auch ein Auftragkörper mit einer windschiefen Basis darstellen, und ebenso eine Verbindung von einem Abtrag- und einem Auftragkörper, wie Fig. 17 vor Augen führt. Es ist auch hier AB = EF die Breite, so wie OP die Länge der ebenen

Fig. 17.



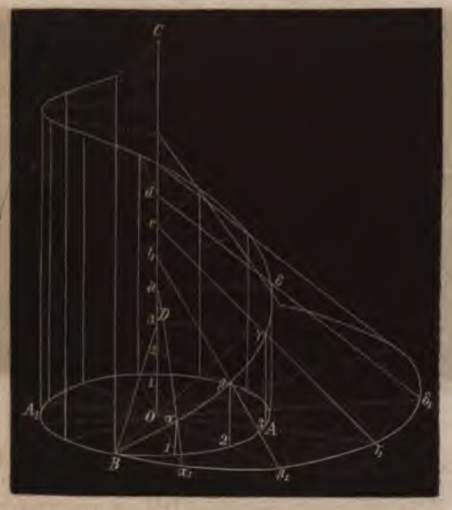
Bahn, ferner ABGH das vordere Querprofil des Abtrag- und EFKL das hintere Querprofil des Auftragkörpers. Die beiden Körper stoßen auf der Planie oder ebenen Bahn ABEF in einer geraden Linie RS an einander an, und es zerschneiden die durch die Endpunkte R und S dieser Linie gehenden dreiseitigen Querprofile RTU und SVW jeden dieser Körper in zwei Theile, wovon der eine ein Körper wie Fig. 16 mit windschiefer Fläche und der andere eine gewöhnliche dreiseitige Pyramide ist. Der windschiefe Theil des Abtragekörpers liegt zwischen den Querprofilen ABGH und RTU, und der windschiefe Theil des Auftragekörpers wird von den Querprofilen EFKL und SVW eingeschlossen, ferner bildet der zweite Theil des ersteren Körpers eine Pyramide mit der Basis RTU und der Spitze S, so wie der zweite Theil des zweiten Körpers eine Pyramide mit der Basis SVW und der Spitze R. Die Abstände OM und PN zwischen den Querprofilen ABGM und RTU, so wie EFKL und SVW sind die Längen oder Höhen der windschiefen Körpertheile, und der Abstand MN der beiden innern Querprofile RTU und SVW von einander ist die gemeinschaftliche Höhe der beiden pyramidalen Körpertheile. Um sich den Lauf der windschiefen Grenzflächen GHUR und KLWS zu veranschaulichen, muß man zwischen GH und RU so wie zwischen KL und WS durch Eintragung von neuen Querprofilen, wie z. B. ab$\alpha\beta$ noch mehrere Lagen $\alpha\beta$ u. s. w. der Erzeugungslinie angeben.

§. 22. Die axometrische Darstellung von Schraubenlinien und Schraubenflächen ist aus Folgendem zu ersehen.

1) Es sei ABA_1, Fig. 18, die Horizontalprojection der kreisförmigen Basis so wie OC, die Axe des Cylinders, um welchen die zu projicirende Schraubenlinie gelegt werden soll.

Man denke sich den Umfang dieser Basis in zwölf oder mehrere gleiche Theile getheilt, gebe auf die bekannte

Fig. 18.

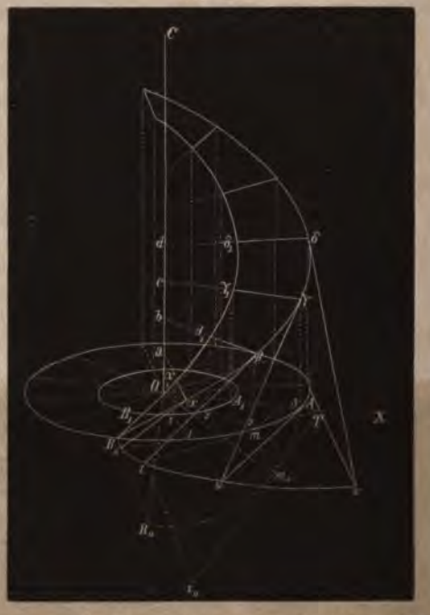


Weise die Theilpunkte B, 1, 2, 3 u. s. w. in der Projection ABA_1 an, und theile auch die Höhe OC eines Schraubenganges in dieselbe Anzahl gleicher Theile, wie $\overline{O1} = \overline{12} = \overline{23} = \overline{34}$ u. s. w. Zieht man nun durch die Theilpunkte 1, 2, 3 u. s. w. der Basis Parallellinien zur Are OC, so wie durch die Theilpunkte 1, 2, 3 u. s. w. der Are OC Parallellinien zu den Theilungshalbmessern O1, O2, O3 u. s. w., so schneiden sich je zwei dieser Liniensysteme in den Punkten α, β, γ u. s. w. der Schraubenlinie $B\alpha\beta\gamma$ ...

Denkt man sich ferner eine gerade Linie von bestimmter Größe so bewegt, daß der eine Endpunkt B derselben in der Schraubenlinie $B\alpha\beta\gamma$ und der andere Endpunkt D derselben in der Are OC aufsteigt, so erzeugt dieselbe eine sogenannte windschiefe Schraubenfläche. Um dieselbe darzustellen, hat man die Erzeugungslinie in mehreren Lagen zu projiciren. In dieser Absicht trägt man von D aus auf der Are OC die gleichen Theile $Da = ab = bc$ u. s. w. $= \overline{O1} = \overline{12}$ u. s. w. auf und verbindet a mit α, so wie b mit β, ferner c mit γ u. s. w. durch gerade Linien $a\alpha$, $b\beta$, $c\gamma$ u. s. w. Die Fläche, welche sich durch BD, $a\alpha$, βb, γc u. s. w. legen läßt, ist die gesuchte Schraubenfläche, und dieselbe läßt sich noch dadurch erweitern, daß man die Erzeugungslinie in ihren verschiedenen Lagen $a\alpha$, $b\beta$, $c\gamma$ u. s. w. bis zur Basis des Cylinders verlängert. Die Durchschnittspunkte α_1, β_1, γ_1 dieser Linien mit der Basis sind zugleich die Durchschnitte derselben mit ihren gehörig verlängerten Horizontalprojectionen O1, O2, O3 u. s. w. Die Curve $B\alpha_1\beta_1\gamma_1$, in welche die ganze Schraubenfläche von der Basis geschnitten ist, ist, wie sich leicht nachweisen läßt, eine archimedische Spirallinie.

2) Die sogenannten flachgängigen Schrauben sind von Schraubenflächen begrenzt, deren Erzeugungslinie auf der Schraubenaxe OC, Fig. 19, rechtwinkelig steht. Ist wieder

Fig. 19.



$B\alpha\beta\gamma\delta$ eine nach dem Obigen zu construirende Schraubenlinie, so wird die ihr zugehörige flache oder rechtwinkelige Schraubenfläche durch die mit der Basis parallel laufende Linien $a\alpha \parallel \overline{O1}$, $b\beta \parallel \overline{O2}$, $c\gamma \parallel \overline{O3}$ u. s. w. dargestellt. In der Praxis reicht aber die Schraubenfläche nicht bis zur Are, sondern wird von einem zweiten Cylinder mit einem kleinen Halbmesser $OA_1 = OB_1$ begrenzt. Um die innere Begrenzung $B_1\alpha_1\beta_1\gamma_1$ u. s. w. dieser Fläche zu finden, ziehen wir durch die Theilpunkte 1, 2, 3 ... der Basis dieses inneren Cylinders die Linien $1\alpha_1$, $2\beta_1$, $3\gamma_1$ parallel zur Are OC und bis zu den Erzeugungslinien $a\alpha$, $b\beta$, $c\gamma$ u. s. w.

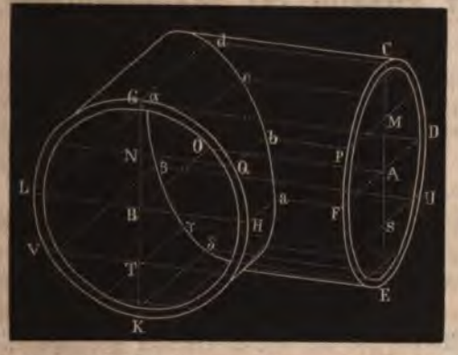
Die Berührungslinien oder Tangenten in den verschiedenen Punkten 1, 2, 3 u. s. w. der kreisförmigen Basis BA sind zugleich auch die Horizontalprojectionen der Tangenten der Schraubenlinie $B\alpha\beta\gamma$... in den entsprechenden Punkten α, β, γ u. s. w. Macht man die ersteren Linien gleich den entsprechenden Kreisbögen vom Anfangspunkt B bis zu dem Berührungspunkte (1, 2, 3 u. s. w.) gemessen, so geben die Endpunkte s, t, u ... dieser Linien zugleich die Durchschnitte der Tangenten αs, βt, γu mit der Horizotalebene an. Durch B, αs, βt, γu ... läßt sich eine abwickelbare Schraubenfläche legen, welche die Basis in der Kreisvolvente Bstuv ... schneidet. Um einen

Punkt t der letzteren Curve zu finden, legt man den Kreisquadranten AB durch Drehung um OA als AB_0 auf die Papierebene auf, giebt den dem Punkte β der Schraubenlinie entsprechenden Theilpunkt m (2) als m_0 in AB_0 an, zieht den Radius Om_0 und hierauf rechtwinkelig die Tangente m_0T bis zur Are OX; ferner trägt man auf die letzte Linie, nachdem sie gehörig verlängert worden ist, m_0t_0 = dem Bogen Bm, z. B. hier $=\frac{2}{3}$ des Quadranten $BA=\frac{2}{3}\cdot\frac{\pi}{2}OA=\frac{\pi}{3}\cdot OA$ auf und zieht t_0t parallel zu B_0B, so wie zu m_0m, bis zu der durch m und T gezogenen und gehörig verlängerten Tt.

§. 23. Die Art und Weise, wie Durchdringungen von Flächen und Körpern mittelst der Aronometrie zu finden sind, möge in folgenden Beispielen eine Erläuterung finden.

1. In Figur 20 ist eine Knieröhre aronometrisch (1 : ½ : 1) abgebildet, deren Aren OA und OB mit den

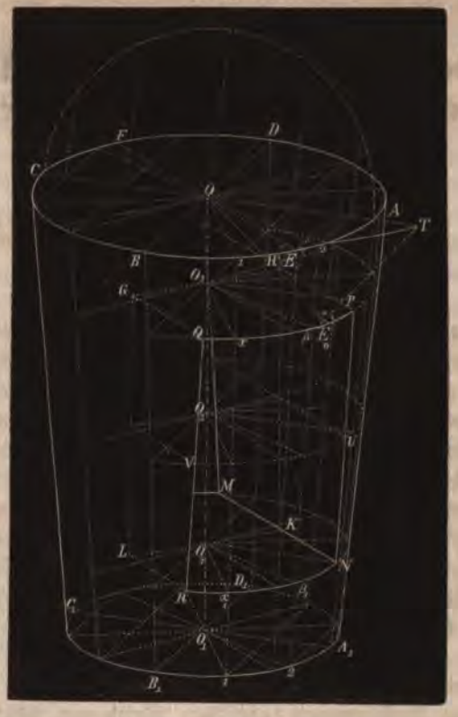
Fig. 20.



Aren OX und OY zusammenfallen. Es läuft die eine Stirnfläche CDEF dieser Röhre mit der Coordinatebene YZ und die andere Stirnfläche GHKL derselben mit der Coordinatebene XZ parallel, und es sind daher die elliptischen Begrenzungen derselben nach §. 14 genau wie in Fig. 3 und Fig. 4 zu zeichnen. Um die Durchschnittscurven zwischen den einfachen Röhren OA und OB zu finden, hat man beide Röhren durch Horizontalebenen zu durchschneiden, und die Durchschnittspunkte zwischen den sich dadurch ergebenden geraden Schnittlinien an den äußeren und inneren Umfängen dieser Röhren aufzusuchen. Wenn eine durch die Aren OA und OB gelegte Ebene die äußeren Röhrenwände in den Punkten F und H und die inneren Röhrenwände in den Punkten D und L durchschneidet, so hat man nur durch F und D Parallelen zur Are OA, so wie durch H und L Parallelen zur Are OB zu legen, um einen entsprechenden Punkt a in der äußeren und einen solchen Punkt α in der inneren Durchschnittscurve zwischen beiden Röhren zu bestimmen. Sind ferner P und Q zwei um AM = BN über der Arenebene AOB liegende Punkte in den äußeren Röhrenwänden, so erhält man einen zweiten Punkt b im äußeren Durchschnitt, wenn man noch durch P eine Parallele zu OA und durch Q eine solche zu OB legt, und es lassen sich auf gleiche Weise auch noch andere Punkte c, d u. s. w. dieser Curve bestimmen. Wenn man ebenso durch die Punkte U, V auf der inneren Röhrenwand, welche um eine und dieselbe Höhe AS = BT unter der Arenebene AOB liegen, Parallellinien zu OA und OB zieht, so schneiden sich dieselben in einem Punkte β der inneren Durchschnittscurve $\alpha\beta\gamma$ zwischen beiden Röhren, und es lassen sich auf gleiche Weise auch noch andere Punkte γ, δ dieser Curve angeben.

2. In Fig. 21 ist ein Hahn mit rectangulärer Bohrung aronometrisch projicirt. Die Are OO_1 dieses

Fig. 21.



Hahnes fällt in die verticale Coordinatare OZ, und es liegen folglich die Grundflächen ABCD, $A_1B_1C_1D_1$ desselben parallel zur Ebene XY. Die Construction der letzteren kann als bekannt vorausgesetzt werden. Die Höhe der Bohrung nimmt den Theil O_2O_4 der Are des Hahnes ein, und ihre Längenare hat die auf der Kopffläche des Hahnes angegebene Richtung EF. Zieht man auf die bekannte Weise ET winkelrecht zu EF, so erhält man in diesem Perpendikel die Richtung des Querschnittes der Bohrung. Hat man parallel zu ET durch O_2 und O_4 die Breite GH = KL des rectangulären Querschnittes

GHKL der Bohrung aufgetragen, so kann man durch die Punkte G, H, K, L die mit EF parallel laufenden Kanten der Bohrung ziehen, wovon allerdings hier nur die eine, nämlich MN, sichtbar ist. Zieht man durch O_2 und O_4 Theilungslinien parallel zu den Theilungslinien der Grundflächen ABC, $A_1B_1C_1$ und verbindet man die gleichnamigen Theilungspunkte (1, 2 u. s. w.) der letzteren durch gerade Linien $\overline{11}$, $\overline{22}$ u. s. w. mit einander, so schneiden dieselben die obigen radialen Theilungslinien der Querschnitte durch O_2 und O_4 in Punkten $\alpha, \beta \ldots, \alpha_1, \beta_1 \ldots$ der kreisförmigen Begrenzungen der Hahnbohrung, wozu sich noch leicht die Punkte M, N, P, Q, R angeben lassen, worin diese Begrenzungen von den vier Kanten der Bohrung geschnitten werden. Die beiden Seitenflächen der Bohrung schneiden die Umfläche des Hahnes in hyperbolische Bögen NUP, RVQ u. s. w., und um dieselben anzugeben, ist es nöthig, zwischen O_2 und O_4 noch mehrere Querschnitte des Hahnes zu construiren. In der Abbildung ist nur ein solcher mittlerer Querschnitt UV durch den Arenpunkt O_3 angegeben. Seine Construction stimmt mit der der Querschnitte durch O_2 und O_4 ganz überein, und es werden auch die Begrenzungspunkte U und V desselben genau wie die Begrenzungspunkte N, P, Q u. s. w. der beiden Grundflächen der Bohrung gefunden.

Ueber die Unbestimmtheit des Ausdruckes und Werthes „Pferdekraft" und einiger anderer damit zusammenhängender Begriffe der Maschinenlehre.

Von

F. Reuleaux,

Professor der Maschinenbaukunde am eidgenössischen Polytechnikum zu Zürich.

Unter Denjenigen, die sich mit der Maschinenlehre irgendwie eingehend befaßt haben, werden gewiß Wenige sein, denen die Unbestimmtheit und Mangelhaftigkeit des Ausdruckes „Pferdekraft" und die daraus folgenden Mißverständnisse und Unklarheiten nicht aufgefallen wären. Im praktischen Maschinenbau, namentlich beim Dampfmaschinenbau, weichen die Ansichten über den Werth der „Pferdekraft" oft auf's Stärkste von einander ab. Man unterscheidet „nominelle" und „reelle" Pferdekräfte, deren Verhältniß nirgend fest bestimmt wird, nimmt einmal die Pferdekraft groß, einmal klein an, wie es vielleicht gerade das Interesse erheischt, oder auch, je nachdem man von diesen oder jenen Ansichten ausgeht; bei Zaummessungen muß in der Regel erst eine Verständigung über den Werth der Pferdekraft getroffen werden, und die Experten- oder dergleichen Berichte müssen fast jedes Mal auf's Neue den Begriff der Pferdekraft definirend erklären. Nicht genug übrigens, daß die Praktiker hier nicht einig sind, bei denen doch eine Unkenntniß oder falsche Auffassung leicht zu entschuldigen sein kann, weichen auch die rein theoretischen Werke über Maschinenlehre nicht selten in der Definition der „Pferdekraft" von einander ab, was nicht geschehen könnte, wenn die mathematisch-mechanische Anschauung des Gegenstandes eine ganz klare und bestimmte wäre. Fast übereinstimmend wird aber in den Lehrbüchern der Ausdruck „Pferdekraft" als ein unrichtiger bezeichnet, „weil das Wort Kraft einen anderen bestimmten Sinn in der Mechanik habe, welcher auf keine Weise mit dem Begriff der Quantität der Wirkung oder der Arbeit übereinstimme." So ist also der Name Pferdekraft von den Theoretikern nur geduldet. Dem Lernenden wird aber das Verständniß dadurch nicht erleichtert, daß er einem bestimmten Wort durch die Definition einen fremden Sinn aufgeprägt sieht, und überhaupt ist der hier herrschende Mangel an Schärfe und Uebereinstimmung so bedeutend, und wird so oft Ursache von Irrungen und Meinungsverschiedenheiten, daß die Beseitigung desselben als sehr wünschenswerth erscheinen muß. In der Absicht, zu der hierfür nöthigen Verständigung beizutragen, lege ich die nachfolgenden Bemerkungen und Vorschläge vor.

In der Mechanik, in welcher man sich bestrebt, alle durch diese Wissenschaft zu erklärenden Vorgänge nicht nur durch Rechnung klar zu machen, sondern auch aus den gewonnenen Begriffen alle Ungewißheit zu entfernen, wird immer ein Hauptaugenmerk darauf gerichtet sein müssen, die Bezeichnung der Begriffe möglichst richtig, d. h. den zu bezeichnenden Begriffen möglichst entsprechend zu wählen. Sobald dies nicht geschieht, sobald aus einer solchen Zusammenfassung von Begriffen, die man Definition nennt, ein Kunstausdruck von ungewisser, schwankender Bedeutung entwickelt und in Gebrauch genommen

wird, müſſen in der Folge Verwechſelungen und Irrungen entſtehen.

Jeder, dem die betreffende Definition nicht gegenwärtig iſt, wird ſich zunächſt an die ſprachliche Bedeutung des Kunſtausdruckes halten und das Mißverſtändniß iſt unvermeidlich. Ein ſolcher undeutlicher Kunſtausdruck iſt aber in der That die „Pferdekraft", und ebenſo werden die damit zuſammenhängenden mathematiſch-mechaniſchen Begriffe oftmals unbeſtimmt ausgelegt und unrichtig angewandt. Um, wie es hier zu allererſt nothwendig ſein wird, zu ganz unzweideutigen Ausgangspunkten zu gelangen, beginnen wir mit einer genauen Auseinanderſetzung derjenigen Grundlehren der Mechanik, aus welchen der Begriff der „Pferdekraft" ſich entwickelt.

Unter einer *Kraft* verſteht die Mechanik eine, ſtets einem Zug oder Druck vergleichbare Einwirkung, welche „die nothwendige und hinreichende *Urſache* jeder Erzeugung oder Abänderung der Bewegung eines materiellen Punktes iſt". Zur Meſſung einer Kraft dient der Druck der Gewichteinheit (eines Kilogrammes, eines Pfundes ꝛc.) auf ihre Unterlage. Man kann daher von einer Kraft von 20 Pfunden, einer Kraft von 10 Centnern u. ſ. w. ſprechen. Die Zeit, während welcher eine Kraft wirkt, kommt bei ihrer Meſſung gar nicht in Anſchlag, ebenſowenig die Geſchwindigkeit, mit welcher ſich der Angriffpunkt der Kraft bewegt. — Damit, daß die Erzeugung oder Abänderung der Bewegung der Körper nur durch die Einwirkung von Kräften verurſacht werden kann, iſt übrigens nicht geſagt, daß jede Einwirkung einer Kraft auf einen Körper denſelben in Bewegung verſetzen müſſe. Vielmehr ſind in der Körperwelt die Fälle ſehr zahlreich, in welchen die auf einen Körper wirkenden Kräfte denſelben nicht in Bewegung oder Bewegungsänderung verſetzen. Eine Laſt, die an einem eingemauerten Haken hängt, zieht an dieſem mit einer ihrem Gewichte gleichen Kraft, ohne Bewegung hervorzubringen; eine Glocke drückt auf den Glockenſtuhl mit ihrem ganzen Gewicht, ohne denſelben zu bewegen. Beides geſchieht aber nur dann, wenn der Haken und der Glockenſtuhl ſo feſt und ſo befeſtigt ſind, daß ſie den angreifenden Kräften gleichgroße Widerſtände entgegenſetzen können, oder wenn zwiſchen den angreifenden und widerſtehenden Kräften *Gleichgewicht* herrſcht. Die Mechanik unterſcheidet ihre Aufgaben, jenachdem bei derſelben das Gleichgewicht oder das Ungleichgewicht der Kräfte zu betrachten iſt; ſie zerfällt demnach in *Statik* und *Dynamik*. In beiden Abtheilungen aber hat die *Kraft* die oben angegebene Bedeutung. In der Aſtronomie bedient man ſich gewöhnlich eines anderen Maßes der Kräfte als der Gewichteinheit, doch kann dies hier füglich übergangen werden.

Der mechaniſche Begriff der „*Arbeit*" der durch *Coriolis* und *Poncelet* in die wiſſenſchaftliche Mechanik eingeführt wurde, unterſcheidet ſich weſentlich von dem der Kraft. Die Arbeit einer Kraft iſt das Produkt aus der (in Gewichteinheiten ausgedrückten) Kraft in den Weg, durch welchen dieſelbe wirkt, oder genauer geſagt, in den Weg, den ihr Angriffpunkt in der Kraftrichtung zurücklegt. Nennt man dieſen Weg s, und bezeichnet die Kraft durch P, ſo iſt die Arbeit, welche ſie bei ihrer Wirkung durch den Weg s leiſtet,

$$= P.s.$$

Für dieſes Produkt, daß ſich in der Mechanik ſehr häufig darbietet, konnte gewiß keine beſſere Bezeichnung gewählt werden, als gerade „Arbeit". Denn nicht nur iſt das Ausüben einer Kraft durch einen gewiſſen Weg nach dem gewöhnlichen Sprachgebrauch eine Arbeit, ſondern es laſſen ſich auch umgekehrt alle an Gegenſtänden der Körperwelt denkbaren Arbeiten als Ausübungen von Kräften durch gewiſſe Wege anſehen. Es wurzelt alſo dieſe Definition tief und ſicher in der Sprache, weshalb ſie auch faſt ganz allgemein angenommen worden iſt, und die früher gebrauchten Bezeichnungen verdrängt hat. Faſt ebenſo wichtig, wie das ſcharfe Erfaſſen des Begriffes der Arbeit, war die Wahl der *Einheit*, mit der die Arbeiten gemeſſen werden ſollten. Man hat als *Arbeiteinheit* die Arbeit der Krafteinheit (Pfund, Kilogramm ꝛc.), welche durch einen Weg gleich der Längeneinheit (Fuß, Meter ꝛc.) wirkt, genommen. Für dieſe Einheit wurden von verſchiedenen Gelehrten Namen vorgeſchlagen, als: *dynamiſche Einheit*, *Dynamode*, *Dynamie*, *Dyname*. Doch hat ſich keine dieſer Bezeichnungen eine allgemeine Geltung erworben, und zwar wohl deshalb, weil in keinem dieſer Ausdrücke die Einheitmaße ſelbſt vorkommen; es muß vielmehr immer eine beſondere Definition der *Größe* der Einheit nebenher gehen, wenn man das Maß verſtehen und richtig anwenden ſoll. Dagegen hat die von *Navier* vorgeſchlagene Bezeichnungsweiſe ſehr raſch den allgemeinen Beifall gefunden. Nach dieſer wird der Ausdruck für die Arbeiteinheit durch eine Zuſammenziehung des Namens der Kraft- (Gewicht-) Einheit mit dem der Längeneinheit gebildet; ganz entſprechend werden in der Zeichenſprache die Zeichen jener beiden Größen vereinigt. Es wird danach die Arbeiteinheit im franzöſiſchen Maßſyſtem *Kilogrammeter* genannt und km bezeichnet. In Deutſchland hat man dieſe Bezeichnungsweiſe bald angenommen, und den Ausdruck *Fußpfund* gebildet, welchem das Zeichen $\text{f}\mathfrak{P}$ entſpricht. Je nach dem Maßſyſtem, in welchem Fuß und Pfund ausgedrückt ſind, unterſcheiden ſich dann preußiſche Fußpfund, ſächſiſche, ſchweizeriſche, engliſche Fußpfund.

Dieſe Bezeichnungsweiſe iſt ſo bequem, verſtändlich und einfach, daß ſie nichts zu wünſchen übrig läßt. Ihr Verſtändniß iſt nur in ſehr geringem Maße Gedächtnißſache; der ſprachliche Sinn leitet in der deutſchen Sprache noch

mehr als in der französischen, der die Hauptwortverbindungen so schwer sind, leicht und sicher zu der mathematischen Bedeutung. Eine Arbeit von 1 Kilogrammeter, oder 1^{km} ist diejenige, welche eine Kraft von 1^{k} ausübt, wenn sie durch einen Weg von 1^{m} wirkt; 6^{fW} preuß. ist die Arbeit einer Kraft von 6^{W} preuß., durch einen Weg von 1^{f} preuß. wirkend, oder auch die einer Kraft von 3^{W}, welche durch eine Wegstrecke von 2^{f} wirkt. — Fußpfund und Kilogrammeter haben einen festen Bezug zu einander, der aus den Verhältnissen der zu Grunde liegenden Maßeinheiten hervorgeht. Man hat z. B.

Preußen	Schweiz	Frankreich
fW	fW	km
1	0,98	0,147
1,02	1	0,15
6,81	6,66...	1

Nicht zu übersehen ist, daß bei der Angabe der Größe einer Arbeit ganz unberücksichtigt gelassen wird, in welcher Zeit sie verrichtet wird, wieviel Zeit aufgewandt wurde, um den Weg s zu durchlaufen; es ist dies somit auch ganz gleichgültig für die Größe einer Arbeit. Die Arbeit, welche verrichtet werden muß, um eine Last von 60^{k} 20^{m} hoch zu heben, ist immer gleich groß, ob sie in 2 Minuten oder ob sie in 2 Stunden ausgeführt wird. Es ist in beiden Fällen eine Arbeit von $60 \times 20 = 1200^{km}$.

In der Maschinenlehre ist es aber, wie im praktischen Leben, keineswegs gleichgültig, ob für eine Arbeit eine kurze oder eine längere Zeit gebraucht wird. Es ist z. B. sehr verschieden für die augenblickliche Anstrengung eines Arbeiters, ob er obige 60 Kilogramme in 2 Minuten, oder ob er sie in 2 Stunden auf die Höhe von 20 Meter hinauf winden soll. Er wird (alle Nebenumstände weggedacht) nach jenen 2 Minuten schon weit mehr ermüdet sein, als er es im zweiten Fall nach Ablauf derselben Zeit sein würde; er hat im ersteren Falle weit angestrengter zu arbeiten als im zweiten Fall. Offenbar bedarf man hier noch eines zweiten Maßes der Thätigkeit der Kräfte, nämlich eines Maßes der Intensität der Arbeit, des augenblicklichen Aufwandes an Anstrengung, mit welcher gearbeitet wird. Um dieses Maß zu erhalten, muß man eben noch die Zeit in Betracht ziehen, während deren eine Arbeit vollführt wird.

Eine Arbeit wird mit um so größerer Intensität verrichtet, in je kürzerer Zeit sie vollbracht wird, oder auch: die Intensität einer Arbeitleistung ist nach der Menge von Arbeit zu beurtheilen, die in einer bestimmten Zeit, z. B. in der Zeiteinheit, geleistet wird. Ist also die Zeit, in welcher eine Arbeit Ps geschieht, $= t$, so wird deren Intensität zu bemessen sein nach dem Quotienten

$$\frac{Ps}{t}, \text{ oder } P\frac{s}{t}.$$

Nun ist aber $\frac{s}{t}$ nichts anderes, als die Wegstrecke, durch welche die Kraft P in der Zeiteinheit wirkt, d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher sie durch den Weg s wirkt, und zwar ist diese Geschwindigkeit eine unveränderliche, oder die für jeden einzelnen Augenblick, wenn die Bewegung gleichförmig, und die mittlere, wenn dieselbe ungleichförmig ist. Man hat also als Ausdruck für die Intensität der Arbeit einer Kraft P, wenn man die Geschwindigkeit ihres Angriffpunktes in der Kraftrichtung mit v bezeichnet, das Produkt:

$$Pv.$$

Aus der Größe dieses Produktes kann also die Intensität, womit eine Arbeit verrichtet wird, erkannt und bestimmt werden, uud ist es auch in der That dieses Produkt, wonach man in der Maschinenlehre allgemein diese Bestimmung vornimmt. Aber hier gerade sind wir an einen Punkt gekommen, wo die Meinungen auseinander laufen, wo wenigstens die Ansichten nicht ganz so klar sind, wie es der Strenge einer mathematischen Wissenschaft entspricht. Man ist weder einig über den Sinn, die Bedeutung der Größe Pv, noch über deren sprachliche Bezeichnung; ferner fehlt es noch an Klarheit der Anschauungen über die Einheit, womit Pv gemessen werden soll, so wie über deren Bezeichnung in Schrift- und Zeichensprache.

Viele, oder die Meisten, betrachten das Produkt Pv als ein Maß der Größe einer Arbeit, d. h. als einen anderen Ausdruck für Ps. Wir haben oben gesehen, daß dies keineswegs der Fall ist. Es kann zwar als solches Maß dienen, aber nur dann, wenn die Bewegung des Angriffpunktes der Kraft P gleichförmig ist, oder wenn man v aus dem s und t der zu ermittelnden Arbeit selbst entnommen hat, Ps also auch unmittelbar bestimmen könnte. Manche Schriftsteller haben darin Veranlassung genommen, dem Produkt Pv eine eigenthümlich ungewisse Stellung in der Maschinenlehre zu ertheilen. So sagt Poncelet in seiner Mécanique appliquée aux machines, Bd. I, §. 7:

„Wenn die Wirkung der Motoren und der Maschinen lange Zeit gleichförmig fortdauert, so können die Zahlen, wodurch die Leistung oder Arbeit ausgedrückt wird, ihrer Größe wegen unbequem werden, und alsdann nimmt man die sich auf die Zeiteinheit, z. B. auf die Secunde, Minute u. s. f. beziehende Leistung oder Arbeit zur Einheit, und hierin liegt der Grund, daß die Mechaniker in die Einheit der Leistung oder Arbeit den Begriff der Zeit oder Dauer eingeführt haben, welcher eigentlich ganz fremdartig ist, und nur in dem Falle mit Genauigkeit angewandt werden kann, wo in jeder Zeiteinheit genau dieselbe Leistung oder Arbeit hervorgebracht wird, wobei man auch die Dauer der etwa stattfindenden Unterbrechungen der Arbeit der Maschinen in Betracht ziehen muß."

Diese Auffassung der Sache scheint mir dem wahren Sinn derselben nicht angemessen zu sein. Bei Messungen mit Pv handelt es sich gar nicht um die Größe einer vielleicht sehr lange fortdauernden Arbeit oder um eine Maßeinheit, die große Zahlen vermeidet, sondern, wie oben hergeleitet wurde, um die Intensität, womit gearbeitet wird. Diese durch das Produkt Pv ausgedrückte Intensität wird eine unveränderliche, sich immer gleichbleibende sein, wenn die betrachtete Bewegung gleichförmig ist, und ein mittlerer Werth, wenn die Bewegung ungleichförmig vor sich geht. Aber sie gilt im letzteren Falle dennoch; sie ist in beiden Fällen eine mathematische Wahrheit. Man könnte, um der angeführten Stelle wenigstens theilweise beizutreten, behaupten, daß das Ermitteln von Pv im letzteren Falle manchmal nutzlos sei; so könnte man z. B. bei einer zeitweise schwach und dann wieder sehr stark arbeitenden Walzwerkmaschine nicht auf die Intensität beim stärksten Arbeiten schließen, wenn man Pv für eine lang dauernde Arbeit dieser Maschine ermittelt hätte. Aber auf die Brauchbarkeit des Produktes Pv kommt es zunächst gar nicht an, sondern nur auf seine Bedeutung und Richtigkeit. Immerhin wird auch für jene Walzwerkmaschine der Werth Pv ein richtiger sein, trotz der ungleichförmigen Geschwindigkeit. Selbst brauchbar würde in diesem Falle der Werth noch sein, indem sich nach ihm die Größe des herbeizuschaffenden Wasser- oder Dampfquantums für den Betrieb der Maschine bemessen ließe.

Daß der mathematische Sinn des Productes Pv nicht auf eine Messung der Größe einer Arbeit hinauskommt, sondern auf die der Intensität der Arbeit, läßt sich auch daran erkennen, daß v in demselben vorkommt. Die Geschwindigkeit v ist ja schon selbst nichts anderes, als eine Intensität, nämlich die der Bewegung. Auch die Geschwindigkeit kann man benutzen, um die Wegstrecke zu ermitteln, welche in einer gewissen Zeit durchlaufen wird; aber darum bleibt doch v ein Maß der Intensität der Bewegung und wird nicht zu einem Längenmaß. Ebenso ist Pv stets ein Maß der Intensität der Arbeit und nicht der Größe derselben. Wenn ein Maschinenbauer die Größe einer Dampfbootmaschine bestimmen soll, so fragt er nicht nach der Länge des Flusses, den das Schiff befahren soll, oder nach der Menge der Arbeit, welche seine Maschine verrichten soll, sondern nach der gewünschten Fahrgeschwindigkeit, d. h. mittelbar nach der Intensität, mit welcher die Maschine arbeiten soll. — Es ist auch nicht, wie Poncelet sagt, der Begriff der Dauer, den man beim Gebrauch von Pv verwendet, sondern die Zeit oder Dauer tritt nur symbolisch auf, um zu dem Begriff der Geschwindigkeit, sei diese nun eine unveränderliche oder eine mittlere, zu führen, einem Begriff, welcher der Intensität der Arbeit nicht mehr fremdartig ist, sondern mit ihr aufs Innigste zusammenhängt.

In Folge der angeführten Anschauungsweise ertheilt Poncelet dem Produkt Pv erklärlicher Weise keinen besonderen Namen. Wohl hat dies aber Coriolis gethan, der den Ausdruck effet dafür anwandte; bei Poncelet werden effet und travail, wie wir auch oben sahen, als gleichbedeutend behandelt. Letzteres geschieht auch vielfach in Deutschland, indem Arbeit und Leistung oft mit- und füreinander gebraucht werden. Auch sind diese Bezeichnungen so sinnverwandt, daß in der vorliegenden Anwendung ein anderer Unterschied als ein künstlicher wohl schwer festzustellen sein möchte.

Weisbach gebraucht für Pv die Ausdrücke Leistung, Effect, Wirkung (welch letzterer bei Redtenbacher immer Arbeit bezeichnet); auch behandelt er das Product Pv nicht entschieden als Maß der Intensität der Arbeit, sondern bleibt bei dem Begriff „Weg, der in einer Secunde wirklich zurückgelegt wird", „der einer Secunde entsprechende Weg" stehen, ohne zur Geschwindigkeit selbst überzugehen.

Redtenbacher gebraucht in seinen Vorlesungen und in seinen „Principien der Mechanik" für Pv durchgehends und ausschließlich den Namen Effect, wobei er auch dessen Zusammensetzung aus Kraft und Geschwindigkeit hervorhebt. Doch ist auch ihm da, wo er sich definirend darüber ausspricht, der Effect nur Mittel zum Messen der Größe von Arbeiten, in welchen „eine Kraft mit unveränderlicher Intensität und unveränderlicher Geschwindigkeit ununterbrochen thätig ist." („Principien d. Mechanik", §. 32.)

Jolly unterscheidet in seinen vortrefflichen „Principien der Mechanik" ebenfalls nicht streng zwischen Ps und Pv. Er sagt nur (S. 84) „es sei in den meisten Problemen der industriellen Mechanik von Belang, die während einer bestimmten Zeit geleistete Arbeit einer Kraft zu bezeichnen; als Zeiteinheit biete sich am besten die Secunde dar, und es liege daher nahe, den Druck eines Pfundes auf die Weglänge von einem Fuß in der Zeitdauer einer Secunde zur Einheit der Arbeitleistung festzustellen u. s. w." Wenn dies nach dem Obigen noch einer Widerlegung bedarf, so brauche ich nur daran zu erinnern, daß vorher schon das Fußpfund als Einheit der Arbeit angenommen ist, und daß die Größe der Arbeit nicht mit der Zeit in Verbindung steht.

So entbehren wir also in den deutschen uud französischen Schriften einer allgemein angenommenen Definition sowohl, als einer allgemein gültigen Benennung des Productes Pv. Dies ist für die Anwendung und Verbreitung der Grundsätze der Maschinenlehre nachtheiliger, als man glauben möchte, namentlich da das Product Pv so oft gebraucht wird. Mir sind viele Praktiker bekannt, die sehr gut und sicher mit dem Begriff der Intensität der Arbeit umzugehen wissen, die aber nicht ohne einen gelinden Schau-

der an die Definition deſſelben denken, was ſie auch oft genug abhält, die theoretiſchen Theile ihres Faches weiter zu verfolgen.

Ganz anders als mit den deutſchen und franzöſiſchen, verhält es ſich mit den engliſchen Schriften über Mechanik in Betreff des vorliegenden Gegenſtandes. Der Begriff der Arbeit (Ps) und deren Größe iſt lange nicht ſo allgemein dort geworden, als bei uns. Zwar behandelt ihn der ſcharfſinnige Moſeley ausführlich in ſeiner „Ingenieur-Kunſt", und geht nur einmal (Ende des I. Bandes) und nur nebenbei zum Begriff Pv über; Moſeley ſcheint es nicht über ſich gewinnen zu können, den nach Poncelet dem Gegenſtand fremdartigen Begriff Pv zu behandeln, und zieht deshalb in grundſätzlicher Strenge vor, denſelben ganz wegzulaſſen. Allein andere engliſche Schriftſteller machen es grade umgekehrt. Man findet faſt durchgängig ſonſt den Begriff der Arbeit vernachläſſigt, dagegen den des Productes Pv richtig aufgefaßt, und, was entſcheidend und ſehr nützlich iſt, ganz beſtimmt bezeichnet. Man braucht nämlich dafür den Ausdruck „power". Um ein Beiſpiel aus einem ſehr bekannten und anerkannten engliſchen Werke anzuführen, verweiſe ich auf den großen Tredgold'ſchen „Treatise on the steam engine", Bd. III, second paper, S. 1, dort heißt es in einem Aufſatze von Woolhouſe unter Anderem:

„Um die Klarheit zu ſichern, werden wir eine Preſſung durch den Ausdruck „pressure" oder „force" und die hervorgebrachte Leiſtung, oder die Kraft multiplicirt mit der Geſchwindigkeit (Pv) durch den Ausdruck „power" bezeichnen. Das Erſtere (force, pressure) ſoll des Vergleiches halber der ſtatiſche, das Zweite (power) der dynamiſche Werth der Kraft heißen."

„Power" iſt offenbar für die engliſche Sprache die richtigſte und ſchönſte Benennung der Intenſität der Arbeit; ſie bezeichnet ganz genau das Verlangte. Ein ganz ſo bezeichnendes und kurzes deutſches Wort dürfte wohl ſchwer zu finden ſein. „Macht" iſt wohl figürlich zu vielſeitig angewandt, um ihm hier eine ſo beſtimmte mathematiſche Deutung anweiſen zu dürfen, obgleich es dem Sinn nach wohl geeignet wäre. Unpaſſend erſcheinen auch „Mächtigkeit", „Gewalt", da ſie mehr eine außergewöhnliche Anſtrengung oder Anſtrengungsfähigkeit bezeichnen. Das von Einigen gebrauchte „Bewegungsmoment" hat zwar eine ganz paſſende ſprachliche Ableitung (indem das „Bewegungsmoment" Pv ſich dem „ſtatiſchen Moment" Pl ſehr gut gegenüberſtellen läßt); allein dieſes Wort möchte ſchwer mit dem allgemeinen Sprachgebrauch in Einklang zu bringen ſein. Man könnte auch, wie es in der That Ueberſetzer engliſcher Werke nicht ſelten thun, auf „Kraft" für power verfallen. Allein dies iſt eben ein nicht genug zu bekämpfender Mißbrauch in der Mechanik. Figürlich mag es wohl angehen, aber die Mechanik legt ja bereits dem Wort „Kraft" einen anderen ganz beſtimmten Sinn bei, von dem man, um klar zu bleiben, nicht abgehen darf.

Leichter als in der deutſchen, findet ſich in der franzöſiſchen Sprache ein Ausdruck für power, und zwar ſcheint mir das Wort „puissance" ebenfalls ſcharf und beſtimmt den wahren Sinn von Pv auszudrücken. Dieſe Bezeichnung würde auch gewiß bei den Franzoſen längſt allgemeiner in Gebrauch ſein, wenn man ſich nicht an die Poncelet'ſche Auffaſſung gehalten hätte. Ein ſehr naher Anklang findet ſich übrigens in dem von Bélanger für das bekannte Product $\frac{1}{2}mv^2$ vorgeſchlagenen Namen „puissance vive", dem auch ſchon von vielen Seiten beigetreten worden iſt. Jolly, der dieſe treffliche Bezeichnung in unſere Sprache überzuführen ſuchte, hat ſie mit „lebendige Potenz" überſetzt, wonach man auch für power „Potenz" vorſchlagen könnte. Allein, wenn auch das Wort Potenz dem franzöſiſchen puissance ſehr wohl entſpricht, ſo ſcheinen mir doch gegen ſeine allgemeine Annahme für den vorliegenden Sinn zwei wichtige Gründe zu ſprechen; 1. daß „Potenz" ein Fremdwort iſt, es alſo bei uns nie in Fleiſch und Blut übergehen kann, d. h. daß ſeine Bedeutung immer theilweiſe Gedächtnißſache ſein würde; und 2. daß „Potenz" ſchon in der Mathematik eine beſtimmte Bedeutung hat, was die Beilegung eines neuen definitoriſchen Sinnes jedenfalls nicht rathſam macht.

Wir werden alſo, da eine unmittelbare Verdeutſchung weder bei power, noch bei puissance für den in Rede ſtehenden Sinn anzugehen ſcheint, für das Product Pv eine neue Bezeichnung wählen müſſen. Ich glaube, daß der Ausdruck: „Stärke der Arbeit", „Arbeitſtärke" noch am beſten paſſen würde. Stärke unterſcheidet ſich deutlich von Kraft; das Wort Stärke zeigt das Vermögen Kraft auszuüben an, und dieſer Sinn wohnt auch dem Product Pv inne. Man ſagt auch im täglichen Leben von Einem, der in kurzer Zeit viel gearbeitet hat, daß er „ſtark gearbeitet habe"; das Gleiche ſagt man von Maſchinen, die ihre Arbeit mit großer Geſchwindigkeit ausüben. Zudem wird wohl Keiner, der den mechaniſchen Begriff der Arbeit gut erfaßt hat, unter Stärke einer Arbeit etwas Anderes verſtehen, als deren Intenſität. Ich möchte daher die Einführung dieſes Ausdruckes hiermit in Vorſchlag bringen, und will zunächſt in dem Folgenden das Product aus einer Kraft P in die Geſchwindigkeit v, mit der ſich ihr Angriffspunkt in der Kraftrichtung bewegt, die Arbeitſtärke der Kraft P nennen. Daß ſich dieſer Ausdruck recht gut in die mathematiſch-mechaniſche Sprache fügen kann, wird ſich weiter unten zeigen.

Nachdem wir ſo in Betreff des Sinnes und der ſprachlichen Bezeichnung des Productes Pv zu einem Schluß gekommen ſind, können wir zur Beſprechung der Maß-

Einheit derselben übergehen. Als solche bietet sich ohne Weiteres das Product der Kraft- (Gewicht-) Einheit in die Geschwindigkeit-Einheit dar. Hier aber stoßen wir auf die erhebliche Schwierigkeit, daß in der Mechanik kein besonderes Maß für die Geschwindigkeit besteht, sondern daß das Geschwindigkeitmaß mit dem Längenmaß dem Ausdruck (nicht dem Begriff) nach zusammmenfällt, ein Umstand, durch welchen leicht Mißverständnisse entstehen. Bildet man nämlich, um die Einheit der Arbeitstärke zu erhalten, das Product aus der Kraft P = 1 Kilogramm z. B., und der Geschwindigkeit v = 1 Meter, so ergiebt sich 1 Kilogrammeter. Dieses Kilogrammeter unterscheidet sich aber dem Sinne nach entschieden von der früher gefundenen Einheit der Arbeit, indem der Meter bei unserer letzteren Einheitbildung Geschwindigkeit, also Weg in der Zeiteinheit, während er bei 1^{km} Arbeit einen Weg von 1^{m} bezeichnet, der in beliebig langer Zeit zurückgelegt werden kann, ohne daß dadurch das Kilogrammeter geändert würde. Eine Arbeit von der Größe von 10^{km} ist eine Arbeit, bei welcher eine Kraft von 10^{k} durch einen Weg von 1^{m}, oder auch eine Kraft von 2^{k} durch einen 5^{m} langen Weg wirkt, wozu beliebig lange Zeit aufgewandt werden mag; eine Arbeit von der Stärke von 10 Kilogrammetern ist dagegen eine solche, bei der die Kraft in Kilogrammen multiplicirt mit der Geschwindigkeit, mit welcher sie wirkt, in Metern, das Product 10 liefert; auch sie mag übrigens von beliebiger Dauer sein. Eine solche Arbeit ist z. B. die, bei der eine Kraft $P = 100^{k}$ mit einer Geschwindigkeit $v = {}^{1}/_{10}{}^{m}$ wirkt, oder auch bei der eine Kraft von 10^{k} mit einer Geschwindigkeit von 1^{m} wirkt u. s. w. Möge nun eine solche Arbeit nur ${}^{1}/_{10}$ Secunde dauern, oder werde sie beliebig lange fortgesetzt, ihre Stärke bleibt nach wie vor = 10 Kilogrammeter. Recht deutlich wird sich der Unterschied zwischen Stärke und Größe der Arbeit aus folgendem Beispiel erkennnen lassen. Wenn eine 24pfündige Kanonenkugel mit einer mittleren Geschwindigkeit von 600 Fuß durch einen Erddamm dringt, und ihr das Erdreich dabei mit einem mittleren Widerstand von 20000 Pfund entgegenwirkt, so beträgt die Stärke der Arbeit, mit welcher die Kugel den Damm durchbohrt, 20000 . 600 = 12000000 Fußpfund. Die Größe der hierbei verrichteten Arbeit werden wir berechnen können, wenn wir noch den Weg s kennen, den die Kugel mit der Kraft von 20000^{fb} durchlief. Beträgt die Länge des Weges, den sich die Kugel durch den Damm gebohrt, 5 Fuß, so ist die Größe der aufgewandten Arbeit $= 5 . 20000 = 100000^{\text{fb}}$; ein Ergebniß, welches sich gewiß stark genug von dem vorigen unterscheidet.

Besäße die Mechanik ein besonderes Maß für die Geschwindigkeit, so würde man sich weit leichter bestimmt ausdrücken können, als es jetzt möglich ist. Daß diese Bestimmtheit des Ausdruckes sich nicht leicht darbietet, ist sicherlich die Hauptquelle der Ungenauigkeiten und Schwankungen der Begriffe, die wir oben zu bekämpfen hatten. Um in Sprache und Schrift deutlich zwischen Arbeitgröße und Arbeitstärke zu unterscheiden, bieten sich nun dar: einerseits die Hinzufügung des Namens der Zeiteinheit zu den Ausdrücken Kilogrammeter und Fußpfund, und andererseits die Anwendung verschiedener Schriftzeichen für die Einheiten der Arbeitgröße und -Stärke.

Gewöhnlich gilt in der Mechanik als Maß der Zeit die Secunde, so daß also Geschwindigkeiteinheit diejenige Geschwindigkeit ist, bei welcher in der Secunde die Längeneinheit durchlaufen wird. Hat man daher eine Arbeitstärke in Kilogrammetern oder in Fußpfund zu nennen, so sagt man: „Kilogrammeter pro Secunde", „Fußpfund pro Secunde", oder auch „Secundenkilogrammeter", „Secundenfußpfund". Beide Ausdrücke enthalten zwar eine Tautologie, indem Meter, Fuß schon Geschwindigkeitmaße sind, sobald man von Arbeitstärke spricht. Allein man muß sich dies in Ermangelung eines besonderen Geschwindigkeitmaßes gefallen lassen. Die letztere der beiden Ausdruckweisen, die man auch in wissenschaftlichen Schriften nicht selten angewandt findet, ist jedenfalls der ersteren vorzuziehen, namentlich in der deutschen Sprache; doch ist die erstere (Kilogrammeter pro Secunde) in der Maschinenlehre mehr im Gebrauch und kann, wenn sie streng durchgeführt wird, auch ihren Zweck erfüllen. Sie erinnert aber nicht scharf genug an Geschwindigkeit, so daß es wohl besser wäre, ein für allemal nur Secundenkilogrammeter, Secundenfußpfund zu gebrauchen.

Nicht immer wird in der Technik, trotz den 30jährigen Bemühungen der industriellen Mechanik, bei den Geschwindigkeitmessungen die Secunde als Zeiteinheit untergelegt, sondern häufig auch die Minute gebraucht, manchmal auch, wie z. B. beim Eisenbahnwesen, die Stunde. In England ist das Messen der Zeit mit der Minute im Maschinenwesen sehr gebräuchlich. Man wird sich in diesen Gebrauch fügen müssen, und somit auch die Arbeitstärke hie und da mit Minutenkilogrammetern, Minutenfußpfunden u. s. w. messen.

Was die Schriftzeichen für die Arbeitstärke-Einheit anbelangt, so hat man bisher in der Regel keinen Unterschied zwischen diesem und dem für die Arbeitgröße gemacht, sondern, wenn man genau verfuhr, noch die Worte „pro Secunde", „pro Minute" nachgefügt. Jedenfalls ist dies nur eine halbe Maßregel, welche nicht zu einer kurzen und deutlichen Bezeichnung verhilft. Anknüpfend an die Zeichen " und ′ für Secunde und Minute möchte ich vorschlagen, die Zeichen ^{km} und ^{fb} durch beziehentlich zweifache und einfache Unterstreichung immer dann zu kennzeichnen, wenn man durch sie Arbeitstärken nach Secunden oder nach Minuten gemessen bezeichnen will. Man hätte demnach z. B. ein Fußpfund pro Secunde zu schreiben:

1f$\underline{\underline{\text{m}}}$, oder zwölfhundert Minutenfußpfund: 1200f$\underline{\underline{\text{m}}}$; ferner zwanzig Secundenkilogrammeter: 20$\underline{\underline{\text{km}}}$, und fünfhundert Kilogrammeter pro Minute: 500$\underline{\underline{\text{km}}}$. Diese Unterscheidung dünkt mich sowohl einfach als deutlich, und will ich sie in dem Folgenden gebrauchen, um ihre Anwendbarkeit ersichtlich zu machen.

Wegen des Verhältnisses der Secunde zur Minute hat man nun:

$$1\underline{\underline{\text{km}}} = 60\underline{\underline{\text{km}}}, \text{ und } 1\underline{\underline{\text{km}}} = \frac{1\,\underline{\underline{\text{km}}}}{60};$$

$$1\text{f}\underline{\underline{\text{m}}} = 60\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}, \text{ und } 1\text{f}\underline{\underline{\text{m}}} = \frac{1\,\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}}{60}.$$

Die besprochene Einheit der Arbeitstärke ist in verschiedenen Ländern verschieden. Sie hängt, wie aus der Art, wie sie gebildet wird, hervorgeht, von der Größe der Einheiten ab, mit denen in verschiedenen Ländern die Längen und die Kräfte (Gewichte) gemessen werden; und zwar nur von diesen beiden Größen, weil der dritte der sie bildenden Factoren, die Zeit, nicht nach verschiedenen Systemen gemessen wird. In Folge hiervon verhalten sich auch die Einheiten der **Arbeitgröße** verschiedener Länder ebenso zu einander, wie die Einheiten der **Arbeitstärke**. Man hat z. B.

$1^{\underline{\underline{\text{km}}}} = 6{,}81\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}$ preuß., und ebenso $1\underline{\underline{\text{km}}} = 6{,}81\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}$ preuß.
$1^{\underline{\underline{\text{km}}}} = 6{,}66\ldots\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}$ schweiz., u. ebenso $1\underline{\underline{\text{km}}} = 6{,}66\ldots\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}$ schweiz.

Sehr wünschenswerth muß es aber für die Technik sein, ein Maß für die Arbeitstärke zu haben, das nicht von den Maß- und Gewichtsystemen verschiedener Länder abhängig ist, sondern ganz allgemein gilt und überall verstanden wird; und sie hat sich auch ein solches Maß zu bilden gesucht in dem Werth, den man bei uns „Pferdekraft" nennt. Die allgemeine Gültigkeit dieses Maßes liegt darin, daß es ein Naturmaß ist; man will nämlich unter Pferdekraft die Arbeitstärke verstehen (so faßt es wenigstens die Mechanik auf), mit welcher ein mittelstarkes Pferd regelmäßig (bei 8 Arbeitstunden pro Tag) zu arbeiten im Stande ist. Daß die Einführung dieses Naturmaßes daraus hervorgegangen sei, daß man die Vorzüglichkeit eines solchen vor den vorher genannten Maßen erkannt hätte, darf nicht behauptet werden, da der Begriff der Pferdekraft vor dem „Kilogrammeter" und dem „Fußpfund" vorhanden war; vielmehr scheint dieses Maß einfach deshalb mit der Dampfmaschine aufgekommen zu sein, weil man durch dieselbe an so vielen Stellen die Pferdegöpel ersetzte. Sicher ist aber, daß die allgemeine Gültigkeit einer bestimmten Größe der „Pferdekraft" noch sehr im weiten Felde steht. Zwar hat sich die Mechanik für eine gewisse Größe der „Pferdekraft" fest entschieden, und zwar beträgt diese Größe $75\underline{\underline{\text{km}}} = 500\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}$ schweiz. $= 510\text{f}\underline{\underline{\text{m}}}$ preuß.; allein die Technik ist weit entfernt, diese Größe bei ihren Messungen folgerichtig anzuwenden, so außerordentlich nützlich dies auch sein würde.

Zunächst ist der Begriff des Maßes „Pferdekraft" nicht nur in der Technik, sondern auch häufig in der wissenschaftlichen Mechanik sehr schwankend. Die ungewissen Vorstellungen über die Arbeitstärke übertragen sich erklärlicher Weise hierher und bewirken dadurch auch Unbestimmtheiten in der Benennung des Maßes. In der Regel wird die Pferdekraft als ein Maß der Größe der Arbeit angesehen, oder wenigstens so erklärt, daß dieses die nächstliegende Deutung ist. Dabei kommt man denn zwar auch darauf, daß unser Kunstwort „Pferdekraft" ein verkehrtes sei, kann aber auch bei jener undeutlichen Definition nicht zu einem besseren gelangen. Poncelet sagt in der Fortsetzung der oben angeführten Stelle:

„Die Verfertiger der Dampfmaschinen haben unter Anderem ganz allgemein eine Einheit der Wirkung oder Leistung dieser Art angenommen, welche sie unschicklich Pferdekraft (force de cheval) nennen, und welche schicklicher Pferdeleistung (effet de cheval) genannt werden könnte, weil das Wort Kraft einen anderen bestimmten Sinn der Mechanik hat, welcher auf keine Weise mit dem Begriff der Quantität der Wirkung oder der Arbeit übereinstimmt. Da aber der Ausdruck Pferdekraft allgemein gebräuchlich ist, so können wir uns desselben auch in diesem Lehrbuch bedienen, obgleich derselbe an und für sich betrachtet nicht genau ist; denn der Werth derselben, welcher ein rein fictiver ist, ist von den verschiedenen praktischen Maschinenbauern auch verschieden angenommen; der gegenwärtig gebräuchlichste ist gleich $75^{\underline{\underline{\text{km}}}}$ für jede Secunde, welchen Werth wir auch in der Folge annehmen werden."

Nach dem Vorausgegangenen glaube ich behaupten zu dürfen, daß diese Betrachtungsweise der „Pferdekraft" nicht richtig ist. Dieses Maß bezeichnet eben immer Intensität der Arbeit, oder Arbeitstärke, ist aber niemals die Einheit der Quantität der Arbeit oder Leistung. Darum ist der Name Pferdeleistung (effet de cheval) nicht tauglicher als Pferdekraft (force de cheval). Daß dieses Maß ein fictives sei, geht bei Poncelet aus der Herleitung des Begriffes hervor, kann aber auch nicht zugegeben werden, sobald man diese Herleitung auf die richtige Weise vollführt.

Jolly sagt in seinen „Principien der Mechanik" in dem weiteren Verfolg der oben angeführten Stelle:

. . . . „Der Sprachgebrauch hat sich nun aber einmal dahin festgestellt, unter Pferdekraft die Arbeitleistung eines Pferdes in einer gegebenen Zeit zu verstehen; es wird daher keine Irrung erzeugen, bei diesem Sprachgebrauch zu bleiben, wohl wird es aber seine Inconvenienzen haben, wenn man feststellen wollte, daß von jetzt an „dynamisches Pferd" an die Stelle von „Pferdekraft" gesetzt werde, und

daß für die Zukunft Pferdekraft einen in einem speciellen Falle ausgeübten Zug eines Pferdes bedeuten solle."

Diese Stelle folgt bei Jolly auf die Anführung, daß manche neuere Schriftsteller statt Pferdekraft „Dampfpferd" (cheval-vapeur) sagen. Diese letztere Bezeichnung ist nun sicherlich weder schön noch bezeichnend; sie fußt nicht in der mechanischen Bedeutung des zu benennenden Maßes, sondern leitet sich von einem besonderen Theile des Maschinenbaues, bei welchem mit der „Pferdekraft" gemessen wird, ab, ließe sich also nur mit Zwang als allgemeines Maß der Arbeitstärke gebrauchen. Auch der Name „dynamisches Pferd" möchte wohl nicht im Stande sein, sich Eingang zu verschaffen, da sich sein sprachlicher Sinn zu schwer auf den zu bezeichnenden Gegenstand anwendet. Daß aber darum der Name Pferdekraft, dessen Untauglichkeit von allen Seiten anerkannt ist, in unangetastetem Gebrauch gelassen werden sollte, scheint mir nicht folgen zu müssen, namentlich dann nicht, wenn man für die mechanische Größe, die durch „Pferdekräfte" gemessen werden soll, einen bestimmten und scharfen Ausdruck gewonnen hat. Auch glaube ich nicht, daß man den Sprachgebrauch der „Pferdekraft" als ganz fest ansehen darf, wenigstens nicht in der wissenschaftlichen Mechanik, die sich ja fortwährend bemüht, einen neuen und besseren Kunstausdruck zu schaffen. Ich sage gewiß nicht zu viel, wenn ich behaupte, daß es der Mechanik, als einer so weit vorgeschrittenen mathematischen Wissenschaft, jetzt unerläßliche Pflicht sei, ihre Grundbegriffe und ihre Kunstsprache ganz klar und bestimmt zu machen, und mit aller Strenge jede vermeidliche Undeutlichkeit daraus zu verbannen.

Nach den oben gewonnenen festeren Ansichten über den Sinn des Productes Pv fällt es aber nicht schwer, die in Rede stehende Maßeinheit mit einem treffenden Namen zu belegen, da ein solcher sich aus ihrer Definition fast unmittelbar ergiebt. Da nämlich die zu benennende Einheit die mittlere Arbeitstärke ist oder sein soll, mit der ein Pferd wiederholt sein Tagewerk verrichten kann, so wird dasselbe wohl am einfachsten Pferdestärke genannt werden können. Auch diesen Kunstausdruck möchte ich hiermit für den allgemeineren Gebrauch in Vorschlag bringen. Mir scheint der sprachliche Sinn mit dem definitorischen sehr gut übereinzustimmen, namentlich wenn die Definition der „Arbeitstärke" gut erfaßt ist, was übrigens auch keine Schwierigkeiten hat.

Die französischen Ausdrücke force de cheval und cheval-vapeur würden sich folgerichtig durch den gewiß ganz bezeichnenden: puissance de cheval ersetzen lassen. Die Engländer gebrauchen schon lange den ganz vortrefflichen Ausdruck horse-power. Dieser leitet sich sehr einfach von dem allgemeinen „power" ab, und bezeichnet somit unzweideutig eine Einheit dieses power. Dieselbe Folgerichtigkeit herrscht aber auch zwischen dem vorgeschlagenen deutschen und französischen Kunstworte und den betreffenden Ausdrücken für den Grundbegriff.

Dadurch, daß man im Deutschen „Pferdestärke" statt „Pferdekraft" anwendet, büßt man keinerlei Bequemlichkeit des Ausdruckes ein; im Gegentheil, man gewinnt noch daran. Man kann eben so kurz wie bisher von einer „sechspferdigen", einer „achtzigpferdigen" Maschine sprechen (dies können Franzosen und Engländer nicht, sondern müssen stets mühsam umschreiben); und wenn uns Jemand fragt, wie stark eine so und so große Dampfmaschine sei, so können wir logisch richtig antworten, sie habe 10, 20 Pferdestärken, oder, sie habe die Stärke von 10, 20 Pferden, statt wie bisher unlogisch, sie sei 10, 20 Pferdekräfte stark u. s. w.

Was nun die Größe der Pferdestärke angeht, so haben mannichfache Messungen ergeben, daß die mittlere Arbeitstärke eines Pferdes bei 8 Arbeitstunden pro Tag etwa $75\frac{km}{}$ oder $500\frac{ft}{}$ beträgt. Einzelne Versuche gaben kleinere, andere aber auch noch weit größere Werthe. Die wissenschaftliche Mechanik hat sich für die genannte Größe entschieden, und setzt die Pferdestärke (Pferdekraft)

$$= 75\frac{km}{} = 510\frac{ft}{} \text{ preuß.} = 510\frac{ft}{} \text{ schweiz.}$$

Diese Größe der Pferdestärke findet man denn auch in den mechanischen Schriften allgemein angewandt. Der praktische Maschinenbau dagegen hat dieses Maß keineswegs eingehalten, obgleich er es erfunden hat, sondern weicht bei seinen Angaben, Schätzungen und Berechnungen auf's Regelloseste von der obigen Größe ab; am stärksten geschieht dies bei den Dampfmaschinen. Hier ist man nach und nach zu der merkwürdigen Eigenheit gelangt, zwei Arten von Pferdestärken zu unterscheiden: nominelle und reelle Pferdestärken. Unter den Letzteren will man das obige Maß verstehen, die Ersteren dagegen sind ungleich verschieden davon, in der Regel viel größer, und was das Auffallendste ist, in keinem festen Verhältniß größer, als die reellen Pferdestärken. Einzelne englische Regeln geben z. B. die nominelle Pferdestärke $1\frac{1}{2}$ bis 2 mal, andere 3 bis 4 mal, wieder andere gegen 5 mal größer an, als die reelle. Vergleicht man Dampfmaschinen, die aus verschiedenen Fabriken hervorgegangen sind, so wird man selten eine Uebereinstimmung in den der Stärkeangabe zu Grunde liegenden Einheiten finden. Mir ist z. B. ein Fall bekannt, wo zwei in verschiedenen Anstalten gebaute Maschinen von angeblich gleicher Stärke bei einer vorgenommenen genauen Messung ein Stärkeverhältniß wie 1 zu 3 zeigten, wobei übrigens auch die kleinere der Maschinen die angebliche Pferdestärke weit überstieg. — Welchen Werth eine auf solche Weise behandelte Maßeinheit als solche haben soll, möchte sehr schwer zu sagen sein. Irgend einen Nutzen kann diese babylonische Maßverwirrung nicht haben; sie kann vielmehr nur Schaden stiften, indem sie es unmöglich macht, sich mit

Kürze und Bestimmtheit und sicher vor Mißverständnissen über die betreffenden Gegenstände auszusprechen. Diese Klage ist schon sehr oft ausgesprochen worden, allein immer ohne Erfolg. So oft auch schon den praktischen Maschinenbauern zugerufen worden ist, daß die „Pferdekraft" 75^{km} groß sein sollte und nicht mehr und nicht weniger, eben so oft haben sie diesen Zuruf überhört, und nach wie vor „nominelle Pferdekräfte" einmal groß, einmal klein zu ihren Messungen oder Berechnungen benutzt. Es muß also wohl noch tiefer nach den Gründen dieser Ausdauer gesucht werden, wenn man sich von Verbesserungsvorschlägen Erfolg versprechen will.

Untersucht man die Regeln und Formeln, mittelst deren man bei den Dampfmaschinen die „nominelle" Pferdestärke bestimmt, genauer, so findet man, daß dieselben in der Regel eine constante Dampfspannung bei allen Maschinen voraussetzen, oder, was dasselbe ist, die Dampfspannung nicht in Betracht ziehen, auch nicht die Expansion, daß sie also eigentlich nur die Abmessungen der Maschine in Betracht ziehen, manchmal auch noch die Kolbengeschwindigkeit. Im Ganzen läuft dies darauf hinaus, und in manchen englischen Schriften wird dies auch ohne Weiteres zugegeben, daß die Angabe der „nominellen" Pferdestärke nur ein Anhalt zur Erkennung der Abmessungen der Maschine (des Kolbendurchmessers, des Kolbenhubes, so wie der Hubzahl) ist. Mit Rücksicht hierauf könnte man freilich in Versuchung kommen, das alte Herkommen zu vertheidigen, indem man doch mittelst desselben aus einer einfachen Zahl auf Hauptabmessungen der Maschine zurückrechnen zu können scheint. Allein man muß bedenken, daß an eine Uebereinstimmung der Verhältnisse zwischen Kolbenschub und Durchmesser schon lange nicht mehr zu denken ist, eben so wenig an eine überall angewandte Kolbengeschwindigkeit, und ferner, daß man gerade die specielle Regel kennen muß, mittelst der die Zahl der „nominellen" Pferdestärken bestimmt worden ist, um richtig zurückrechnen zu können. Ob „Watt's Regel" oder die „Admiralitäts-Regel" oder „Mr. So-and-So's rule" angewandt worden ist, wird in jedem besonderen Falle augegeben sein müssen, und wer glücklich so weit gekommen ist, alle diese Regeln auswendig zu kennen, wird dann die zu suchenden Maße doch nur annähernd erhalten. Offenbar würde es also weit besser sein, unmittelbar die wichtigen Maße selbst anzugeben, da man aus diesen alsdann die Arbeitstärke so genau oder so annähernd als man will, berechnen oder schätzen kann.

Man könnte noch einwerfen, daß man den Gebrauch der „nominellen" Pferdestärken darum anerkennen müsse, weil sich die Maschinenbauer bei den Dampfmaschinen daran gewöhnt hätten, und darum schwer dazu zu bringen sein möchten, eine bestimmte Zahl, z. B. die in der Mechanik angenommenen: 75^{km} als Größe der Pferdestärke ein für allemal einzuführen. Allein auch diese Angewöhnung scheint mir bezweifelt werden zu müssen. Man braucht nur an die gerichtlichen Expertisen über die Stärke von Dampfmaschinen zu denken. Hier bedienen sich die Maschinenbauer mit der größten Gewissenhaftigkeit des Maßes von 75^{km} oder 510^{ft}. Mit nicht geringerer Pünktlichkeit geschieht dies bei den Messungen von Wasserrädern und Turbinen, wo es immer hoch angeschlägen wird, eine gegebene Wassermenge gut ausgenutzt zu haben. Bei Messungen dieser Art denkt Niemand an die „nominellen" Perdestärken. Die Unterscheidung „nomineller" und „reeller" Pferdestärken ist somit von keinem einzigen Standpunkt aus zu vertheidigen, und es liegt gewiß im Interesse des Fortschrittes des Maschinenbaues, dieselbe ganz und gar abzuschaffen.

Mit dem bloßen wiederholten Feststellen der Größe der Pferdestärke auf 75^{km} möchte übrigens dem Uebel sehr schwer abzuhelfen sein. Das stete so willkürliche Abweichen von dieser Zahl scheint mir einen ganz besonderen Grund zu haben. Nämlich den, daß die Größe der Pferdestärke nicht in dem Namen derselben ausgedrückt ist. Um stets vor Mißverständnissen sicher zu sein, muß man eigentlich, so oft man die Größe Pferdestärke gebrauchen will, einschalten: von 75^{km}, oder: von 510^{ft} preuß. Maß u. s. w. Da nun diese Zahlenangabe häufig der Kürze halber wegbleibt, so ist die Größe der Pferdestärke leicht wiederholten neuen Deutungen ausgesetzt. Solche, denen nicht die scharfe Deutung der „Pferdestärke" und „Arbeitstärke" vorschwebt, werden leicht geneigt sein, auf das in dem Worte bezeichnete Naturmaß zurückzugehen, und in Folge davon es nicht sonderlich genau mit dessen Größe zu nehmen, da dieses Naturmaß selbst ja nicht fest ist. Diese Unbestimmtheit des Wortes, des Namens für eine ganz bestimmt sein sollende Maßeinheit hat höchst wahrscheinlich den Grund zu den besprochenen Schwankungen gelegt. Wäre der Name noch etwas unbestimmter, wie z. B. die zu Anfang erwähnten: Dynamie, Dynamode u. s. w., so würden Name und Begriff längst ganz außer Gebrauch gekommen sein; so aber hat die Technik die „Pferdekraft" beibehalten, weil doch der sprachliche Sinn wenigstens einigermaßen auf die zu bezeichnende Größe der Maßeinheit hinleitet. Offenbar sollte man noch einen zweiten Ausdruck für „Pferdestärke" haben, der das damit bezeichnete Maß deutlich angäbe, ähnlich wie Kilogrammeter oder Fußpfund Arbeitgröße ausdrücken. Die Mehrdeutigkeit würde dann beseitigt und Irrthümer und Mißverständnisse fast unmöglich gemacht werden, wie es ja bei „Kilogrammeter" und „Fußpfund" wirklich der Fall ist.

In wissenschaftlichen Werken ist schon dergleichen geschehen. Man hat schon in solchen, um die großen Zahlen der Secunden-Kilogrammeter zu vermeiden, eine Einheit von 1000^{km} benutzt und „Secunden-Kilogramm-Kilometer" oder auch kürzer „Kilogramm-Kilometer" genannt. Zu be-

zeichnen würde diese Einheit sein mit: $\overset{km}{\equiv}$. Allein diese Einheit ist für die Technik zu groß, man würde zu viel mit Brüchen zu thun bekommen und hat zudem für so große Maße nicht wohl mehr eine Schätzung, wie man sie bei der Einheit von $75\overset{km}{=}$ hat, nämlich an der Arbeitstärke des Pferdes. Die Technik würde also wohl schwerlich geneigt sein, auf diese Maßeinheit einzugehen. Für den Werth von $75\overset{km}{=}$ selbst einen kurzen Einheitausdruck zu finden, möchte auch nicht gut möglich sein, selbst wenn man aufs Neue seine Zuflucht zur griechischen Sprache nehmen wollte, was aber wieder kaum etwas bessern würde.

Weit besser aber würde man zu dem Ziele kommen, wenn man als die nächstgrößere Einheit nach dem Kilogrammeter pro Secunde die Arbeitstärke von $100\overset{km}{=}$ wählen würde. Man könnte dann nämlich aus dem französischen quintal (für Centner = 100^k) mit „Meter" den Namen: „Quintalometer" bilden. Dies würde zunächst eine Arbeitgröße von 100^{km} bezeichnen. Eine Arbeitstärke von $100\overset{km}{=}$ müßte dann 1 Secunden-Quintalometer heißen. Man könnte sich aber leicht dahin einigen, die Arbeitgrößen niemals mit Quintalometern zu messen, und könnte dann für den gewöhnlichen Sprachgebrauch das Bestimmungswort „Secunde" weglassen, würde dann also unter einem Quintalometer ein für allemal eine Arbeitstärke (von $100\overset{km}{=}$) verstehen. Erhöhte man alsdann die Pferdestärke von 75 auf 100 Kilogrammeter pro Secunde, also auf das $^4/_3$fache, so hätte man eine Ausdruckweise, die wenig zu wünschen übrig lassen würde. Das Schriftzeichen für Secundenquintalometer würde, ganz entsprechend unserer obigen Annahme, sein: $\overset{qm}{=}$, so daß man also hätte:

$$100\overset{km}{=} = 1\overset{qm}{=}$$

und auch:

$$1 \text{ Pferdestärke} = 1\overset{qm}{=}.$$

Der mündliche und schriftliche Ausdruck würde durch Einführung dieser Einheit ganz erheblich gewinnen. Leicht und bestimmt würde man damit die größten Arbeitstärken, welche in der Technik vorkommen, bezeichnen können. Wenn man sagt, ein Wasserrad habe dann und dann mit einer Stärke von 42 Quintalometern gearbeitet, so kann das gar nicht unrichtig gedeutet werden; es kann gar kein Zweifel über die Größe der Einheit „Quintalometer" aufkommen, da diese Größe in dem Kunstwort selbst angegeben wird. Will man dagegen ähnliche Angaben einfach in „Pferdestärken" machen, so muß man, um dem möglichen Mißverständniß vorzubeugen, noch anmerken: die Pferdestärke zu 75 Kilogrammeter pro Secunde gerechnet. Die Bezeichnung durch $\overset{qm}{=}$ im mathematischen oder auch in dem gewöhnlichen schriftlichen Ausdruck läßt auch keine zweifelhafte Deutung zu, weil auch das Zeichen (die Bildungsweise desselben als bekannt vorausgesetzt) seine eigene Definition enthält, und immer wieder auf den Sinn unseres Maßes zurückleitet. Eine Erhöhung der Pferdestärke auf das $^4/_3$fache des bisher in der Mechanik gebräuchlichen Werthes würde zudem weniger Schwierigkeiten bereiten, als man auf den ersten Anblick glauben möchte, und zwar aus zwei Gründen. Erstens, weil eben der Name Quintalometer, der ja bei den Rechnungen selbst immer statt „Pferdestärke" gebraucht werden würde, die Größe der Maßeinheit angiebt, und zweitens, weil die sogenannten „nominellen" Pferdestärken doch schon einmal alle mehr oder weniger höher gegriffen werden, als $75\overset{km}{=}$. Man würde sich also mit den Maschinenbauern unschwer verständigen können.

Daß der Name und die Größe der neuen Einheit dem metrischen System angepaßt sind, und nicht einem, das mit Fuß und Pfund mißt (wobei man auf Fußcentner kommen könnte), bedarf wohl keiner Rechtfertigung. Die Nützlichkeit eines allgemein gültigen Maßes der Arbeitstärke ist in der Anerkennung des Maßes „Pferdekraft" über allen Zweifel erhoben; soll nun auch die so nöthige Einigung über Zeichen und Größe dieser Einheit getroffen werden, so muß ein dahin zielender Vorschlag auch von dem am allgemeinsten gültigen und wissenschaftlichsten Maßsystem, dem metrischen, seinen Ausgang nehmen. Ohne Schwierigkeiten würden sich das Zeichen $\overset{qm}{=}$ und der Name Quintalometer auch in anderen Sprachen einführen lassen, und dadurch auch der vorgeschlagenen Maßeinheit die so nothwendige allgemeine Verständlichkeit gesichert sein. Der „Quintalometer" wird sich in verschiedenen Maßsystemen auch verschieden ausdrücken, gerade so wie bisher die Pferdestärke, allein er wird immer seinen Namen und sein Zeichen $\overset{qm}{=}$ behalten können. Für einige der wichtigsten Maßsysteme sind die Zahlen in der folgenden Tafel zusammengestellt.

Staat	Quintalometer $\frac{qm}{}$ oder Pferdestärke nach den obigen Vorschlägen	Pferdestärke nach dem bisherigen Gebrauch	Kilogrammeter pro Secunde $\frac{km}{}$	Fußpfund pro Secunde $\frac{f℔}{}$	Fußpfund pro Minute $\frac{f℔}{}$
Württemberg	1	4/3	100	747	44800
	3/4	1	75	560	33600
England	1	4/3	100	723	43400
	3/4	1	75	542	32550
Sachsen	1	4/3	100	703	42400
	3/4	1	75	530	31800
Preußen	1	4/3	100	681	40880
	3/4	1	75	511	30660
Schweiz, Baden	1	4/3	100	666 2/3	40000
	3/4	1	75	509	30000
Bayern	1	4/3	100	592	36720
	3/4	1	75	459	27540
Oesterreich	1	4/3	100	565	33893
	3/4	1	75	424	25420

Diese Zahlen würden sich, wenn man einmal den Entschluß faßte, größere Arbeitstärken mit der Einheit „Quintalometer" zu messen, eben so gut dem Gedächtniß einprägen lassen, als die bisher gebräuchlichen, namentlich wenn man sie durch kleine Abrundungen noch etwas vereinfachte. Das Berechnen von Arbeitstärke im metrischen System würde noch ungleich einfacher werden, als es bisher war.

Werfen wir nun einen Blick auf das ganze bis hierher Besprochene, so sehen wir, daß darin mehrere der Hauptbegriffe der Mechanik (Dynamik) und Maschinenlehre beleuchtet worden sind. Die nachfolgende übersichtliche Zusammenstellung derselben wird nicht uninteressant sein; sie läßt den innigen Zusammenhang der behandelten Grundsätze und damit die Nothwendigkeit einer möglichst scharfen Benennungs- und Bezeichnungsweise derselben nochmals recht deutlich erkennen. Die Wirksamkeit einer Kraft in Bezug auf Zeit und Raum (Weg), und die Maße der sich dabei ergebenden mechanischen Größen ordnen sich wie folgt:

Begriff: Kunstwort	Begriff: Zeichen (übrigens willkürlich)	Einheit: Kunstwort	Einheit: Zeichen
Kraft	P	Kilogramm	k
		Pfund	℔
		u. s. w.	
Zeit	t	Secunde	"
		Minute	'
		u. s. w.	
Raum (Weg)	s	Meter	m
		Fuß	f
		u. s. w.	
Arbeit (Arbeitgröße)	Ps	Kilogrammeter	km
		Fußpfund	f℔

Begriff: Kunstwort	Begriff: Zeichen (übrigens willkürlich)	Einheit: Kunstwort	Einheit: Zeichen
Arbeitstärke	$P\frac{s}{t} = Pv$	größere Einheiten, kleinere Einheiten: Secunden-Kilogrammeter	km
		Secunden-Fußpfund	f℔
		Minuten-Kilogrammeter	km
		Minuten-Fußpfund	f℔
		u. s. w.	
		größere Einheiten, bisher: Pferdekraft oder Pferdestärke zu 75 km oder zu 4500 km	ohne Zeichen
		größere Einheiten, hier vorgeschlagen: Pferdestärke zu 100 km ob. zu 6000 km = 1 Quintalometer	qm

Nichts kann nach einem prüfenden Ueberschauen dieser Zusammenstellung einleuchtender sein, als daß der Begriff der Arbeitstärke ein unbedingt wichtiges, ein ganz unentbehrliches Glied der gegebenen Reihe ausmacht. Gefehlt hat er auch nur in der Reihe der als solcher ausgesprochenen Grundbegriffe; angewandt hat man ihn schon lange, hat ihn aber in der Regel weder klar ausgesondert, noch scharf bezeichnet; überhaupt ist sehr stiefmütterlich mit ihm verfahren worden. Es ist dies um so mehr zu verwundern, als die Anwendung der „Arbeitstärke" in der praktischen Maschinenlehre so vielfach und so fruchtbringend ist. Fast in allen Rechnungen über die Stärke, die Leistungsfähigkeit der Maschinen von jeder Art kommt das Product Pv vor.

*) Hier würde, wenn die Reihe für die Dynamik vollständig sein sollte, noch das Product Pt, der Antrieb der Kraft P, mit der Einheit Secunden-Kilogramm $\frac{k}{}$, Secunden-Pfund $\frac{℔}{}$ u. s. w. stehen müssen.

Man rechnet mit seinen beiden Einheiten, mit Secunden-Kilogrammetern und mit Pferdestärken, und doch werden beide in der Dynamik so häufig weder deutlich erkannt, noch folgerichtig entwickelt. Möge das Vorstehende dazu beitragen, die etwas vernachlässigte Klarheit in diesem Theile der Mechanik zu erhöhen.

Zum Schluß noch einige Worte über den Erfolg, welchen ich der so eben beendigten Anregung wünschen möchte. Ich hege die innigste Ueberzeugung, daß dem Voranschreiten einer Wissenschaft Nichts hinderlicher sei, daß Nichts der Verallgemeinerung ihrer Wohlthaten mehr im Wege stehe, als Unklarheiten in ihren Grundlehren, als solche nur halb erforschte Gebiete, von welchen aus weitere Forschungen angestellt werden müssen. Vernachlässigungen dieser Art, mögen sie auch noch so gering sein, rächen sich in jeder Wissenschaft früher oder später schwer. Diese Ansicht theile ich wohl mit Jedem, der sich ernstlich mit irgend einem wissenschaftlichen Bestreben getragen hat, also sowohl mit den Lehrern, als der Mehrzahl der Fachmänner des Ingenieurwesens. Solche darf ich, in der Erwartung, daß sie das oben Entwickelte richtig finden, und in dem Wunsche, daß die gemachten Vorschläge annehmbar und praktisch erachtet werden, wohl darum angehen, die Verbreitung der obigen Verbesserungsvorschläge zu begünstigen. Die geeignetsten Stellen aber, von welchen aus große und kleine Erweiterungen und Verschärfungen der Ingenieurwissenschaften die ihnen zu wünschende Tragweite erhalten können, sind die Lehrsäle der technischen Schulen einerseits, und die Rednerbühnen der Ingenieurvereine anderseits, von welchen beiden aus schon so manches kritische und belehrende Wort bis hinaus zu den Werkplätzen der Bauwissenschaften gedrungen ist. Beiden Anstalten sei denn die obige Anregung hiermit auf's Beste zu Prüfung und Verbreitung empfohlen.

Auszug

aus

Lesbros, Expériences hydrauliques sur les lois de l'écoulement de l'eau à travers les orifices rectangulaires verticaux à grandes dimensions. Paris 1851.

Mitgetheilt

von

K. R. Bornemann.

(Hierzu Taf. 12 u. 13.)

Vorstehendes sehr umfangreiches Werk (64 Bogen Quart und 37 Kupfertafeln) enthält die Fortsetzung der im J. 1828 in Gemeinschaft mit Poncelet begonnenen großen hydraulischen Arbeiten über den Ausfluß des Wassers durch Mündungen und Ueberfälle, worüber im Jahre 1829 von Poncelet und Lesbros der Akademie der Wissenschaften in Paris Bericht abgestattet wurde. Vielfache Störungen unterbrachen die Fortsetzung dieser Versuche, welche namentlich in den Jahren 1829, 1831 und 1834 wieder aufgenommen wurden, so wie die Redaction derselben, wodurch die Veröffentlichung bis zum Jahre 1851 verschoben wurde. Wenn wir gegenwärtig einen möglichst gedrängten Auszug aus dieser wichtigen Arbeit bringen, so geschieht es, weil trotz des seitdem verflossenen längeren Zeitraumes, noch kein deutsches Werk auf die große Zahl der darin niedergelegten Beobachtungen ausführlicher eingegangen ist, weil das Original den meisten Ingenieurs nur schwer zugänglich und zum Studium zu umfangreich sein dürfte, endlich weil wir es für einen Act der Gerechtigkeit ansehen müssen, daß diese großartige Arbeit auch im Auslande die verdiente Beachtung finde.

Die früheren Versuche umfassen nur den Ausfluß durch rectanguläre Mündungen von 0,2 Meter Breite und verschiedenen Höhen in einer verticalen dünnen Wand und bei vollständiger Contraction, die neuen Versuche betreffen aber:

1. Dieselben Mündungen bei freiem Ausfluß oder bei verlängertem, mehr oder weniger geneigten und langen Gerinne, bei verschiedenen Entfernungen vom Boden und den Wänden, bei normalen oder schrägen Wänden;

2. Mündungen von 60 oder 2 Centimeter Breite und verschiedener Höhe in der dünnen Wand;

3. Mündungen von 60 Centimeter Breite und verschiedenen Höhen in einer 5 Centimeter dicken Wand;

4. den Einfluß des Stauwassers auf eine 20 Centimeter breite, 5 Centimeter hohe Mündung;

5. einen Ueberfall über die ganze Wand von 20,2 Centimeter Breite;

6. Ueberfälle von 20,4 und 24 Centimeter Breite über die ganze Wand mit Ausfluß unter Wasser.

Die Art und Weise, wie diese Mündungen eingebaut waren, geht aus den Tafeln 12 und 13 hervor, und indem wir uns hierauf beziehen, haben wir noch Folgendes*) zu bemerken.

Fig. 1 stellt den Ausfluß durch eine Mündung in der dünnen Wand dar, wobei die untere Kante der Mündung 0,54 Meter über dem Boden liegt und die beiden Seitenkanten 1,74 Meter von den Seitenwänden abstehen.

Fig. 2 ist eine Mündung in der dünnen Wand, bei welcher aber durch einen Einbau von 1,95 Meter Länge die linke Seitenwand der nächsten Kante der Mündung bis auf 0,54 Meter genähert worden ist.

Fig. 3 stellt eine eben solche Mündung vor, bei welcher beide Seitenwände 0,54 Meter von den Kanten der Mündung abstehen.

Bei dem Einbau nach Fig. 4 steht die untere Kante der Mündung im Niveau des Bodens, was dadurch bewirkt worden ist, daß bei Fig. 1 über die ganze Breite des Gerinnes (3^m,68) ein erhöhter Boden von 2^m,5 Länge hergestellt wurde.

In Fig. 5 nähert sich überdies die linke Wand dem Mündungsrande bis auf 2 Centimeter.

Bei Fig. 6 stehen beide Seitenwände so nahe an der Mündung, und diese schmalen Ränder sollen die Leisten vertreten, gegen welche bei manchen Schützen das Schützbrett anliegt.

Fig. 7 giebt endlich eine Mündung, wo die Seitenränder und der untere Rand in der Verlängerung der Seitenwände und des Bodens des Gerinnes liegen.

Bei den Mündungen 8, 9 und 10 sind die Abstände der Seitenwände genau so, wie bei den Mündungen 5, 6 und 7, aber die untere Kante der Mündung liegt 0,54 Meter über dem Boden.

Die Mündungen 11 und 12 entsprechen den Mündungen 4 und 1, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Seitenwände unter 45° gegen die Are geneigt sind und daß neben den Seitenkanten der Mündungen blos 2 Centimeter breite Streifen der Vorderwand übrig geblieben sind.

Um auch den Einfluß zu untersuchen, welchen kürzere Seitenwände haben könnten, ist mit den Formen 13′, 13 und 14 experimentirt worden. Bei der ersteren (Fig. 13′) steht die untere Kante der Mündung 54 Centimeter über dem Boden, bei der zweiten (Fig. 13) ist der Boden bis in das Niveau dieser Kante erhöht, in beiden Fällen aber sind vor den Seitenkanten Einfassungen von 26,4 Centimeter Länge angebracht, und bei Fig. 14 sind noch überdies die Kanten dieser dreifachen Einfassung nach der Form des zusammengezogenen Wasserstrahls abgerundet.

Eine weitere Reihe von Versuchen wurde mit den Mündungen 1, 4, 5, 6, 8, 9 und 11 angestellt, nachdem davor ein 3 Meter langes, horizontales Gerinne von 0,2 Meter Weite angebracht worden war, wie es die Figuren 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 und 22 darstellen. Bei Fig. 17 ist zu bemerken, daß hier, wie bei Fig. 2, die linke Wand des Reservoirs nur 0,54 Meter von der nächsten Kante der Mündung absteht.

Bei den Mündungsformen, welche in Fig. 23 bis 26 dargestellt sind, finden dieselben Verhältnisse statt, wie bei den Figuren 16, 18, 19 und 21, jedoch ist das vorgeschobene Gerinne nur 2,5 Meter lang und nicht horizontal, sondern mit $\frac{1}{10}$ Neigung aufgestellt.

Um die Einwirkung der Neigung dieses Gerinnes noch weiter kennen zu lernen, wurden mit einer Mündung nach Art von Fig. 10, bei welcher aber das Gerinne verschiedene Neigungen erhielt, Versuche angestellt. Die Neigungen betrugen $\frac{1}{20}$, $\frac{1}{15}$ bei der vollen Länge des Gerinnes, $\frac{1}{5,24}$ bei 1,24 Meter Länge, endlich $\frac{1}{2,9}$ bei 0,74 und 0,15 Meter Länge. Auch wurde ein 2,25 Meter langes Gerinne von 0,2 Meter Weite vorgeschoben, dessen Boden 5 Centimeter tiefer als die untere Mündungskante lag. Diese Arten des Einbaues sind in Fig. 27 dargestellt.

Zur Beantwortung der Frage, ob dieselben Gesetze des Ausflusses auch für größere Mündungen gültig seien, wurde ferner eine Mündung in der dünnen Wand von 60 Centimeter Breite und 20 Centimeter Höhe hergestellt und nach Fig. 1 eingebaut, wobei die untere Kante 0,54 Meter, die Seitenkanten 1,54 Meter von den Wänden abstanden. Diese Mündung wurde auch so eingebaut, daß die schmälere Seite die untere Kante bildete, und dann standen die 60 Centimeter langen Seitenkanten 1,83 Meter von den Seitenwänden ab, auch wurde in diesem Falle eine Schütze an der Mündung angebracht, um die Höhe derselben variiren zu können.

Um sich den Verhältnissen der Praxis mehr zu nähern, wo die Mündungen nicht scharfkantig zu sein pflegen, wurden auch die Versuche mit den schützenartigen Mündungen angestellt, welche auf Taf. 12 und 13 in den Figuren A, B, C, D dargestellt sind und wovon A eine einfache,

*) Wegen Mangels an Platz ist ein Theil der Figuren nur skizzirt. Die Maße sind in Centimetern eingeschrieben.

60 Centimeter breite, 40 Centimeter hohe, in einer 5 Centimeter starken Brettwand ausgeschnittene rectanguläre Mündung mit abgehobelten Seiten ist, deren untere Kante 54 Centimeter vom Boden und deren Seitenkanten 1,54 Meter von den Wänden des Reservoirs abstehen.

Bei B ist die Breite der Mündung zwar dieselbe, aber die Höhe beträgt 41 Centimeter, und es bewegt sich davor eine Schütze von 70 Centimeter Breite und 51 Centimeter Höhe aus 5 Centimeter starker Pfoste, welche mit versenkten Schrauben an 2 Schützenstangenleisten von 0,33 Meter Länge, 0,11 Meter Breite und 0,03 Meter Dicke hängt und mittelst einer dazwischen liegenden dritten Leiste von 11 Centimeter Breite und 3,4 Centimeter Stärke und zweier eiserner Bügel geführt wird, so daß die untere Kante stets horizontal ist.

Bei der mit C bezeichneten Vorrichtung sind außerdem noch bei 5 Centimeter Abstand von den Seiten- und der Bodenkante Brettstücken von 20 Centimeter Breite und 5 Centimeter Stärke angebracht, welche also um 3 Seiten der Mündung eine Einfassung bilden.

Die Vorrichtung D weicht endlich von der letzten nur darin ab, daß die untere Einfassung mit der unteren Mündungskante bündig liegt.

Wenn der Strahl die obere Kante dieser Mündungen nicht berührte, so erhielt man die Erscheinungen des Ausflusses durch Ueberfälle und in der That wurde mit fast allen Mündungen auch in dieser Weise experimentirt.

Zur Bestimmung der Mündungshöhe dienten theils Keile von Eichenholz, womit man dieses Maß direct abnahm, theils zwei an der Blechschütze angebrachte Verniers und Scalen an den Rändern der Mündungen. Ausführlichere Angaben über die Apparate gestattet uns der beschränkte Raum nicht, es genüge daher zu bemerken, daß die Druckhöhen an einer eingetheilten Spitze mit Vernier und Mikrometerschraube im Reservoir 3,5 Meter oberhalb der Mündungen abgelesen wurden, daß der ganze Apparat überbaut war und daß mit der größten Vorsicht ein vollkommen ruhiger Wasserspiegel im Reservoir hergestellt wurde. Man beobachtete mit constanter Druckhöhe, weshalb 3 Gehilfen erforderlich waren, wovon der eine die Spitze beobachtete und durch Signale bald den zweiten Gehilfen bei der Abfallschütze, bald den dritten bei der Eintrittsschütze zu einer entsprechenden Hebung oder Senkung dieser Schützen einwinkte. Eine Art Rechen aus verstellbaren Spitzen, in 1 Centimeter Abstand von einander, diente dazu, die Profile des ausfließenden Strahles und der Oberfläche des Wassers vor der Mündung oder unterhalb derselben abzunehmen.

Das Aichbassin war aus Ziegeln mit hydraulischem Mörtel gemauert und zerfiel durch eine Zwischenmauer mit Schütze in 2 besondere Gefäße von 3 Meter Länge und Breite und 1 Meter Tiefe, welche die Möglichkeit gewähren sollten, daß man bei kleineren Ausflußmengen, wo man blos die eine Hälfte benutzte, eine zweckmäßigere Wassertiefe bekäme, konnte aber wegen der Unmöglichkeit, die Schütze völlig abzudichten, nur im Ganzen gebraucht werden. Die Unsicherheit der Zeitschätzung setzt Lesbros zu höchstens $\frac{1}{600}$ und diejenige in der Messung der Ausflußmenge zu $\frac{1}{800}$, wobei $\frac{1}{10}$ Secunde und 0,2 Millimeter Wassertiefe als mögliche Fehler angenommen sind.

Im II. Capitel giebt Lesbros die unmittelbaren Resultate seiner Beobachtungen und spricht zuerst von der Form des Strahles und anderen Ausflußerscheinungen.

Nach den im Jahre 1829 veröffentlichten Messungen eines Strahles, welcher unter 1,68 Meter Druckhöhe durch eine quadratische Mündung in der dünnen Wand (nach Fig. 1) von 20 Centimeter Seitenlänge ausfließt, findet sich der Ort der größten Contraction bei 0,3 Meter Abstand von der Mündung, und der Contractionscoefficient beträgt 0,563, während der Ausflußcoefficient 0,602 beträgt. Neue Versuche mit 1,71 Meter Druckhöhe ergaben einen etwas größeren Contractionscoefficienten, = 0,577, also ist hiernach der Ausflußcoefficient immer noch $\frac{1}{23}$ größer, als zu erwarten wäre. Zwar ist auch die Druckhöhe in diesem Querschnitte (bei 30 Centimeter Abstand) etwas größer, indem der Schwerpunkt desselben um 0,0197 Meter tiefer liegt, als der Mittelpunkt der Mündung, aber die hieraus hervorgehende geringe Vermehrung der Geschwindigkeit genügt keineswegs zur Erklärung dieser Erscheinung. Ganz das Gegentheil wurde bei einer Mündung in der dünnen Wand von 2 Centimeter Breite und 60 Centimeter Höhe unter 1,55 Meter Druckhöhe beobachtet. Man fand die stärkste Contraction bei 30 Centimeter Abstand von der Mündung, und zwar betrug der normale Querschnitt des Strahles 0,638 vom Querschnitt der Mündung, während die Geschwindigkeit nur 0,972 von der theoretischen betrug. Auch an zwei nach Art von Fig. 6 eingebauten Mündungen von 20 Centimeter Breite und 20 oder 5 Centimeter Höhe wurden Strahlmessungen vorgenommen, welche ergaben, daß die Stelle der größten Contraction bei 9,3 Centimeter von der Mündung abstand, daß der Querschnitt des Strahles daselbst nur 0,65 resp. 0,667 von demjenigen der Mündung betrug, und daß in beiden Fällen die Geschwindigkeit in diesen Querschnitten um $\frac{1}{125}$ größer, als die theoretische war.

Von den übrigen Beobachtungen über die Form der Strahlen und der Oberfläche ober- und unterhalb der Mündung läßt sich ohne Beifügung der Tafeln wenig mittheilen; wir heben Folgendes hervor, wenn auch Vieles davon bereits

bekannt ist. Steht die Mündung nicht symmetrisch zu den Seitenwänden, so erhält der Strahl eine um so schiefere, der nächstgelegenen Gerinnwand um so mehr zugekehrte Richtung, je geringer der Abstand der Wand, und je größer die Druck- und die Mündungshöhe ist. Gleichzeitig bildet der Wasserspiegel vor der Mündung eine geneigte, nach der Seite der nächstliegenden Gerinnwand ansteigende Fläche. Wenn die Gerinnwände sich bis auf 0,54 Meter der Mündung nähern, bleiben die Erscheinungen des Ausflusses unverändert dieselben, als bei Fig. 1, aber wenn sie nur noch 2 Centimeter davon abstehen oder ganz bündig damit liegen (Fig. 9 und 10), so tritt bei 5 Centimeter Mündungshöhe eine um so größere Verflächung und Verbreiterung des Strahles ein, je weiter er sich von der Mündung entfernt und je geringer die Druckhöhe ist, während bei 1 Centimeter Mündungshöhe die Verbreiterung bei größerem Drucke geringer, überhaupt aber nur in der Nähe der Mündung wahrzunehmen ist und dann in das Gegentheil übergeht. Beim Eintritt des Wassers aus dem Reservoir in das schmale Gerinne bildet sich eine um so größere Senkung des Wasserspiegels, je schmäler das Gerinne, je geringer die Druckhöhe und je größer die Mündungshöhe ist. Die Form des Strahles bei einer Mündung nach Fig. 12 ist analog derjenigen bei Fig. 9.

Findet am Boden keine Contraction statt (wie bei Fig. 4), so erfährt der Strahl in der Oberfläche eine um so stärkere Einbiegung, je geringer die Druckhöhe ist, und macht mit seiner unteren Fläche einen um so merklicheren Sprung, je größer der Druck ist und je weiter die Wände von der Mündung abstehen. Bei den in Fig. 13′ und 13 dargestellten Arten von Mündungen, welche von denen in Fig. 10 und 7 nur durch die Länge der Seitenwand verschieden sind, zeigt sich auch in den Erscheinungen des Ausflusses große Analogie, aber oberhalb der Mündung entstehen bedeutende Aufstauungen mit Aufschäumen und Wirbelbildung, beim Eintritt in das kurze Gerinne erfolgt sogar eine Contraction, und der Strahl ist auf eine kurze Länge ganz abgelöst von den Gerinnwänden. Natürlich fällt letztere bei der Vorrichtung Fig. 14 mit abgerundeten Kanten weg, auch die Einsenkung der Oberfläche beim Eintritt und die Aufstauung vor der Mündung sind weit weniger merklich.

Für die schützenartigen Mündungen A bis D sind die Erscheinungen des Ausflußes nur wenig anders als bei den Mündungen in der dünnen Wand nach Fig. 1. Mitunter legt sich der Strahl an der oberen oder unteren Kante an, was stets von Einfluß auf die Ausflußmenge ist, bisweilen bilden sich auch oberhalb der Schütze vollständige Wirbel.

Sind vor die Mündungen Gerinne vorgeschoben, so daß kein freier Ausfluß mehr stattfindet, so bleiben die Erscheinungen des Ausflusses zwar dieselben, aber weniger auffallend ausgebildet. Ist die untere Mündungskante über dem Boden des Reservoirs gelegen, so findet daran Contraction statt und die untere Fläche des Strahles löst sich auf eine größere oder geringere Länge von dem Boden des vorgeschobenen Gerinnes ab, je nachdem der Ausfluß unter größerem oder geringerem Drucke geschieht. Der Zwischenraum zwischen dem Strahle und dem Gerinnboden ist mit einer Luftblase ausgefüllt, welche bei sehr geringer Druckhöhe nur noch in den Ecken der unteren Kante sichtbar wird und zuletzt ganz verschwindet. Ebenso tritt an den Seiten der Mündung eine Contraction ein, wenn sie weit genug von den Wänden des Reservoirs entfernt sind (Fig. 15, 16, 17, 23), und der Strahl liegt daher am Anfange des Gerinnes auch seitwärts auf eine größere oder geringere Länge, welche mit der Druckhöhe abnimmt, nicht an, bis sich die von den oberen Ecken der Mündung ausgehenden Wasserfäden begegnen, von wo an die Oberfläche des abfließenden Wassers im Gerinne mit einer Reihe von rhombenförmigen Wellen bedeckt ist. Sie zeigen sich am Schönsten bei mittleren Druckhöhen und Mündungshöhen und ragen dann merklich über die anderen, sich hohl einsenkenden Theile des Wasserspiegels hervor, nehmen aber eine schiefe Lage an, so daß ihre Längenaxe seitwärts von der Axe des Gerinnes liegt, wenn die Mündung nicht in der Mitte zwischen den beiden Seitenwänden des Reservoirs, sondern etwas seitwärts steht (wie bei Fig, 17). Ist das vorgeschobene Gerinne geneigt (Fig. 23), so ändert dies nichts in den Erscheinungen des Ausflusses. Stehen die Wände nur 2 Centimeter von den Mündungskanten ab (Fig. 19, 21, 25, 26, 27), so ist die seitliche Contraction schwächer, namentlich bei niedrigerem Drucke und großen Mündungshöhen, aber wenn die Neigung der Wände 45° beträgt (Fig. 22) zeigt sich Alles, wie vorher beschrieben.

Zahlreiche Abbildungen stellen diese Verhältnisse in dem citirten Werke aufs Deutlichste dar und lassen erkennen, wie interessant häufig die Form des Strahles und des abfließenden Wassers im Gerinne sich gestaltet.

Von den Ueberfällen und überfallartigen Oeffnungen werden ebenfalls ausführlich die Ausflußerscheinungen besprochen, welche zum Theil sehr interessant sind. So nimmt bei einem Ueberfalle von 2 Centimeter Breite die Oberfläche des Strahles eine solche Ausbreitung an, daß sie den unteren, immer schwächer werdenden Theil wie ein Hut bedeckt und der Querschnitt des Strahles einem Pilze gleicht. Für die Figuren 3 und 1 sind alle Erscheinungen gleich, bei einer unsymmetrischen Lage des Ueberfalles aber, wie bei Fig. 2, 5, 6 hebt sich die Oberfläche des Wassers vor dem Ueberfalle an der nächstgelegenen Wand um so höher und der Strahl convergirt nach dieser Seite um so mehr, je größer die Druckhöhe und je näher gelegen diese Wand ist.

Findet freier Ausfluß und Contraction an der Schwelle statt und sind die Seitenwände entweder nur 2 Centimeter oder gar nicht von den Mündungskanten entfernt, so erfährt der Wasserspiegel nach dem Eintritt aus dem Reservoir in das Gerinne eine um so stärkere Senkung, je größer die Druckhöhe ist, während bei Mündungen das Gegentheil stattfindet. Der Strahl nimmt nach dem Austritt immer mehr an Breite zu, bei Druckhöhen unter 5 Centimeter aber wird er im Gegentheil nur anfangs ein Bischen breiter und dann immer schmäler. Aehnliches findet bei dem Ueberfall Fig. 12 statt.

Wenn die untere Kante der Oeffnung ins Niveau des Gerinnbodens fällt, kann man die Oeffnungen nicht mehr als Ueberfälle bezeichnen, wie Lesbros; es sind dies vielmehr nur Wandeinschnitte, wenn wie in Fig. 4, 5, 6, 11 an den Seiten noch Contraction stattfindet, und der Ausfluß durch Oeffnungen nach Art von Fig. 7, 13, 14 fällt mehr in das Gebiet des Ausflusses durch Gerinne; wir halten es daher für richtiger, die Beobachtungen über diese Arten des Ausflusses unter letzteren Bezeichnungen aufzuführen. Beim Ausflusse durch einen Wandeinschnitt nach Fig. 4 zeigt der Strahl alle Erscheinungen ebenso wie bei der Vorrichtung Fig. 1, aber derselbe ist an der Oberfläche um so abgeplatteter, je geringer die Druckhöhe, und erhebt sich mit seiner unteren Fläche um so mehr, je größer die Druckhöhe ist. Stehen die Wände näher, wie in Fig. 6, so ist die Senkung des Wasserspiegels größer, als bei dem entsprechenden Ueberfalle Fig. 9, es treten bei hohen Wasserständen starke Wallungen ein, und der Querschnitt des Wassers in der Ebene der Oeffnung ist eine concave Fläche mit um so mehr Einsenkung, je größer die Druckhöhe ist.

Bei der Vorrichtung in Fig. 13, welche einem kurzen, 0,264 Meter langen Ansatzgerinne von 20 Centim. Weite zu vergleichen ist, findet beim Eintritt des Wassers in das Gerinne eine bedeutende Senkung im Wasserspiegel statt, auch zeigt sich Contraction an den Seiten, und dicht vor der Austrittsöffnung zeigt der Querschnitt an den Wänden bedeutende Erhebungen und dazwischen eine sehr auffallende Vertiefung, und nach dem Austritt verbreitert sich der Strahl fächerförmig. Eigenthümlich ist es, daß der Strahl sich dagegen verschmälerte, wenn man die 6 Millimeter weiten Spalten, in welchen sich die zur Herstellung von Mündungen verschiedener Höhe bestimmte Blechschütze bewegte, aufmachte. Bei den Ueberfällen ist ein Gerinne unterhalb derselben ohne wesentlichen Einfluß auf die Erscheinungen des Ausflusses, niemals aber zeigt sich die bei den Mündungen erwähnte Luftblase am Boden. Contraction an beiden Seitenwänden findet sich bei starken Druckhöhen bei den Vorrichtungen Fig. 15, 16 und 22, auf einer Seite bei Fig. 18 und 20. Die Oberfläche des abfließenden Wassers zeigt denn auch die oben erwähnte rhomboidale Streifung, aber nur auf kurze Länge, weil sie bald durch einen sich bildenden Stau bedeckt wird, der um so näher an die Ausflußöffnung heantritt, je geringer die Druckhöhe ist.

Die Vorrichtungen mit vorgeschobenen Gerinnen vor den Oeffnungen können eigentlich auf den Namen Ueberfälle keinen Anspruch mehr machen; sie gehören in das Gebiet des Ausflusses durch Ansatzgerinne und haben mit den Ueberfällen fast Nichts gemein, wenn sie Lesbros auch fortwährend so bezeichnet. In der Praxis kommen ähnliche Vorrichtungen bei den Aufschlagsspundstücken oberschlägiger Wasserräder vor.

Bei den früheren Experimenten über den Ausfluß durch Mündungen in der dünnen Wand von 20 Centimeter Breite und mit Contraction auf allen Seiten hatte man die größte Einsenkung des Wasserspiegels vor der Mündung sorgfältig beobachtet und in die Formel für die Ausflußmenge mit eingeführt. Sie fand bei Mündungen von 3 Centimeter Höhe bei 1 Centimeter und bei solchen von 20 Centimeter Höhe bei 4 Centimeter Abstand von der Mündung statt, dieser Abstand ist aber bei anderen Arten von Mündungen nicht so constant, sondern abhängig von der Vorrichtung und von der Mündungs- und Druckhöhe, ja er ist oft so groß, daß er nur durch ausführliche und aufhältliche Messungen bestimmt werden kann. Lesbros hat daher die Druckhöhe stets in dem Abstande von 2 Centimetern von der Mündung bestimmt, aber vielfache Messungen angestellt, um für die verschiedenen Arten der in Anwendung gekommenen Vorrichtungen den Punkt der größten Einsenkung zu bestimmen. Es ist oft ein ganz deutlich wahrzunehmender Einsenkungstrichter vorhanden, dessen elliptische Basis die Breite der Mündung zur großen Are hat, während die Länge der kleinen Are von der Druckhöhe abhängt. Findet keine Contraction am Boden statt, wie bei Fig. 16, so wuchs die Länge dieser Aren mit der Druckhöhe, bis bei 1 Meter Druckhöhe die ganze Erscheinung verschwand; sie betrug bei 0,122 Meter Druckhöhe 1^m für die große Are und 0,33 Meter für die kleine. War vor der Mündung kein Gerinne vorhanden (Fig. 4), so war die Erscheinung minder sichtbar, und die ganze Oberfläche vor der Mündung bot eine unregelmäßige Reliefform, welche beweist, daß es sehr unsicher ist, die Druckhöhe unmittelbar vor der Schütze zu messen, wenn man nicht einen bestimmten Punkt dazu festsetzt. Jedenfalls tritt die Adhäsion hierbei mit ins Spiel, was auch Lesbros nachweist, worauf uns aber hier der Raum nicht einzugehen gestattet. Ebenso wenig können wir die Beobachtungen über die Einsenkung des Wasserspiegels bei der Einmündung in das Reservoir mittheilen.

Auch bei den Ueberfällen tritt eine Einsenkung im Oberwasserspiegel ein und da bei der Berechnung des Aus-

flusses die Kenntniß der ganzen Druckhöhe das erste Erforderniß ist, so ist diese Erscheinung hier doppelt wichtig. Nach Dubuat soll man zu der vor dem Ueberfall an der Stelle der größten Aufstauung gemessenen Druckhöhe stets diejenige Höhe addiren, welche der Geschwindigkeit des Wassers an dem Punkte der Messung entspricht, was aber wegen der Unsicherheit der letzteren Bestimmung sehr unvollkommen bleibt, auch stets ein geringeres Resultat giebt, als wenn man die Druckhöhe an einem Punkte des Reservoirs gemessen hat, wo das Wasser vollkommen stagnirt. Letztere Thatsache weist Lesbros durch höchst sorgfältige Versuche mit den Wandeinschnitten Fig. 6 und 19 nach, wobei die Berechnung nach Dubuat's Vorschrift bei der Vorrichtung Fig. 6 um $1/7$ bis $1/4$ und bei der Vorrichtung Fig 19 um ein $1/16$ bis $1/10$ kleinere Ausflußmengen ergab, als für die direct gemessenen Druckhöhen. Ebenso wenig genügende Resultate giebt die Methode, wenn man sie auf den Querschnitt des Strahles in der Austrittsöffnung anwendet. Daher versucht Lesbros eine derartige Relation zwischen der wirklichen Druckhöhe und der mittleren Strahlstärke im Querschnitte der Austrittsöffnung zu finden, wie sie von ihm für die Ueberfälle nach Fig. 1 in dem Jahre 1829 aufgestellt worden ist. Hierbei ergab sich, daß bei Ueberfällen in der dünnen Wand nach Fig. 1 die in der Mitte der Breite gemessene (effective) Strahlstärke nur unmerklich von der mittleren Strahlstärke (d. h. dem Quotienten aus dem Querschnitte des Strahles über dem Ueberfalle dividirt durch die Ueberfallbreite) abweicht, und daß dasselbe für die Anordnungen Fig. 2 und 3, sowie für Fig. A und Fig. 15 gilt. Bei der Anordnung nach Fig. 4 ist die Uebereinstimmung zwischen der effectiven und der mittleren Strahlstärke mangelhafter, namentlich bei Strahlstärken von weniger als 0,1 Meter; bei der in Fig. 5 dargestellten Anordnung ist dagegen die Uebereinstimmung für Druckhöhen unter 20 Millimeter besser, als für solche über 20 Millimeter, ebenso bei Fig. 6, nur wird die Differenz immer größer. Bei den analogen Anordnungen Fig. 16, 18, 19 sind die Differenzen im Allgemeinen geringer, als bei den Fig. 4, 5 und 6, aber immer sind sie zu groß, um übersehen werden zu können. Dieselben Differenzen treten bei den Anordnungen Fig. 7 bis 14 und 20 bis 26 ein; man darf also im Allgemeinen nie die effective Strahlstärke im Mittel der Oeffnung mit der mittleren Strahlstärke identificiren, außer bei vollkommener Contraction und höherem Drucke, überhaupt ist die Bestimmung der Strahlstärke im Mittel über der Schwelle zu ungewiß, weil hier gerade die größte Unruhe im Strahle herrscht, während die mittlere Strahlstärke weit zuverlässiger bestimmt werden kann. Lesbros hat also überall dieses Element bestimmt und tadelt es, daß Castel bei seinen Versuchen in Toulouse (Mémoires de l'Académie des Sciences de Toulouse, t. IV, oder im Auszug in den Annales des mines, 3. sér., t. IX und XI,) nur die Strahlstärke im Mittel gemessen hat. Ueberhaupt setzt er bei diesen Versuchen wenig Vertrauen in die Bestimmung der Druckhöhen, sucht jedoch dieselben zu corrigiren, und daraus abzuleiten, bei welchem Verhältniß der Ueberfallbreite zur Breite des Reservoirs der Einfluß der Wände nicht mehr bemerkbar sei und findet, daß dies für Ueberfälle nach der Construction von Fig. 1 eintritt, wenn die Wand des Reservoirs doppelt so breit, als die Mündung ist; in diesem Falle darf auch die Strahlstärke im Mittel gleich der mittleren Strahlstärke angesehen werden und die bezüglichen Castel'schen Versuche gestatten also eine Vergleichung mit denen von Lesbros. Diese Vergleichung geschieht am einfachsten durch Berechnung der Castel'schen Versuche nach der von Lesbros aufgefundenen Formel, über deren Entstehung Folgendes zu bemerken ist. Als Lesbros die Verhältnißzahlen $\frac{H}{h}$ zwischen der Druckhöhe und der mittleren Strahlstärke als Abscissen und die Einsenkungen $H-h=h'$ im Wasserspiegel als Ordinaten auftrug, so erhielt er eine stetige Curve mit 2 Asymptoten, wovon die eine dem Werthe $\frac{H}{h}=1$ entspricht und parallel zur Ordinatenare läuft, die andere aber durch den Werth von 1,8 Millimeter, welcher die Dicke der in Folge der Capillarität auf der Schwelle stehen bleibenden Wasserschicht ohne Tendenz zum Abfluß bezeichnet, für welche also $h'=H-h=H$ ist, bestimmt wird und parallel zur Abscissenare bleibt. Da sich bei der Berechnung der Versuche ergab, daß das Product $\left(\frac{H}{h}-1\right)(h'-1{,}8)$ constant und $=1{,}319$ angenommen werden konnte, so folgt die Formel:

$$H=h+0{,}9+\sqrt{1{,}319\,h+0{,}81}\quad\text{oder}$$

$$h=H-0{,}2405-\sqrt{1{,}319\,H+0{,}05784},$$

in welcher das Millimeter die Einheit bildet. Sie wurde durch Poncelet, welcher sie mit den Versuchen von Bidone und Eytelwein verglichen hatte, dahin abgeändert, daß das Product $\left(\frac{H}{h}-1\right)(h'-1{,}8)$ als eine Function k des Breitenverhältnisses $\frac{l}{L}$ zwischen der Mündung und dem Reservoir angesehen werden müsse, und zwar setzte Poncelet nach Versuchen, wo $\frac{l}{L}<0{,}3$ war,

$$k=0{,}0196\left[19+\left(100\,\frac{l}{L}-15{,}5\right)^2\right].$$

Die Vergleichung mit den Castel'schen Versuchen führt aber zu der Ueberzeugung, daß diese Formel nicht richtig sei, vielmehr glaubt Lesbros zu erkennen, daß die Senkungen des Wasserspiegels h' bei niedrigeren Werthen

des Verhältnisses $\frac{l}{L}$ als 0,5 unabhängig von diesem Verhältniß und blos der absoluten Mündungsbreite l proportional seien, und setzt, wenn die Ueberfallbreite mindestens 30 Millimeter beträgt und das Breitenverhältniß kleiner als 0,5 ist $\left(\frac{H}{h}-1\right)(h^1-1{,}8)$ constant $= p$, berechnet zur Bestimmung von p seine Versuche und construirt eine Curve, wo die gefundenen Werthe von p die Abscissen, die zugehörigen Breiten l aber die Ordinaten bilden. Er erhält eine Parabel, die durch die Gleichung

$$p = 5{,}428 - (0{,}00173\,l - 2{,}373)^2$$

gut wiedergegeben wird. Zur Berechnung der Druckhöhen bei Ueberfällen hat man also die 2 Gleichungen:

$$\text{(A)}\qquad \begin{aligned} H-h &= 0{,}9 + \sqrt{p\,h + 0{,}81}\,,\\ p &= 5{,}428 - (0{,}00173\,l - 2{,}373)^2, \end{aligned}$$

und in der That giebt diese Formel bei 78 berechneten Versuchen von Castel, Bidone, Eytelwein und Lesbros in der Regel Differenzen von weniger als 1 Procent. Ist das Breitenverhältniß größer, als 0,5, so wachsen dagegen die Einsenkungen im Wasserspiegel mit diesem Verhältniß und sind unabhängig von der absoluten Breite. Lesbros hat durch Auftragen der bestimmten Verhältnissen $\frac{l}{L}$ zukommenden Depressionen $H-h$ als Abscissen und der Druckhöhen h als Ordinaten parabelartige Curven erhalten, die sich durch Gleichungen von der Art der folgenden:

$$H-h = a + bh + ch^2$$

gut ausdrücken lassen, hat dann die Werthe von a, h, c wieder als Abscissen und die Werthe von $\frac{l}{L}$ als Ordinaten angetragen und dadurch neue Parabelbögen erhalten, welche durch Gleichungen von der Form

$$a = A + B\frac{l}{L} + C\left(\frac{l}{L}\right)^2$$

wiedergegeben wurden, und hat auf diese Weise die Gleichung:

$$\text{(B)}\qquad \begin{cases} H-h = \alpha h^2 + \beta h - \gamma, \text{ worin}\\ \alpha = 0{,}00315\left[\left(\frac{l}{L}-0{,}656\right)^2 + 0{,}037\right]\\ \beta = 0{,}89\left[\left(\frac{l}{L}-0{,}83\right)^2 + 0{,}096\right]\\ \gamma = 9{,}1\left[\left(\frac{l}{L}-0{,}98\right)^2 - 0{,}333\right] \end{cases}$$

erhalten, welche bei 59 berechneten Versuchen von Castel, Eytelwein und Lesbros zwischen den beobachteten Werthen und den berechneten sehr geringe Differenzen giebt.

Steht der Ueberfall der einen Wand näher, als der anderen (Fig. 8) und sind d und d' diese Abstände, so wird man sich der Wahrheit nähern, wenn man zweimal rechnet, einmal als ob die Breite des Reservoirs gleich $l + 2d$ und dann als ob sie gleich $l + 2d'$ wäre, und hieraus das Mittel nimmt. Ebenso ist bei der Anordnung nach Fig. 12 zu verfahren, und wäre die Neigung der Wände größer oder kleiner als 45°, so soll man verhältnißmäßig mehr oder weniger von dem für das größere Breitenverhältniß berechneten Werthe nehmen, als von dem andern. Wäre z. B. der Neigungswinkel der Wände $^2/_3 . 45^0 = 67\,^1/_2{}^0$, so hat man nicht nur das Mittel aus den Werthen, welche dem Breitenverhältniß in Fig. 9 und demjenigen in Fig. 1 entsprechen, zu nehmen, sondern man soll von ersterem Werthe $^2/_3$ und von letzterem blos $^1/_3$ nehmen.

Von solchen Ausflußöffnungen, vor denen ein Gerinne angestoßen ist, ist blos mit 2 Arten gearbeitet worden, wovon die eine ein Breitenverhältniß unter 0,5, die andere ein über 0,5 steigendes Verhältniß zwischen der Breite des Ueberfalles und der Wand des Reservoirs besaß; es können daher die hieraus abgeleiteten Gesetze auf allgemeine Anwendbarkeit a priori keinen Anspruch machen, doch wurden ähnliche Gesetze aufgesucht. Bezeichnet D_a und D_c die Einsenkung des Wasserspiegels bei den beiden Anordnungen Fig. 1 und Fig. 15, wo $\frac{l}{L} < 0{,}5$ ist, so ergeben die Beobachtungen, daß bei der Druckhöhe h das Verhältniß:

$$\text{(C)}\qquad \frac{D_c}{D_a} = 1{,}00 - (0{,}00138\,h - 0{,}768)^2$$

stattfindet, und sind für die Anordnungen Fig. 9 und 21, wo $\frac{l}{L} > 0{,}5$ ist, D_d und D_b die entsprechenden Einsenkungen, so gilt hierfür:

$$\text{(D)}\qquad \frac{D_d}{D_b} = \frac{1}{(0{,}00444\,h - 0{,}607)^2 + 1{,}723}.$$

Für die Brauchbarkeit dieser Formeln spricht es, daß ihre Ergebnisse nicht nur gut mit den zu Grunde gelegten Beobachtungen stimmen, sondern, daß man auch eine ziemlich befriedigende Uebereinstimmung erhält, wenn man nach Art der oben angedeuteten Interpolation die Einsenkung des Wasserspiegels für die Anordnung Fig. 20 berechnet, welche eine Art Mittelding zwischen den Ausflußöffnungen Fig. 15 und 21 abgiebt.

Die Frage, von welchem Einflusse die Höhe der Ueberfallschwelle sei, wird durch den Hinweis auf die Experimente dahin beantwortet, daß unter übrigens gleichen Verhältnissen die Einsenkung um so größer wird, je niedriger das Ueberfallsbrett ist.

Liegt nun die Schwelle ganz im Niveau des Bodens, d. h. ist gar kein eigentlicher Ueberfall mehr vorhanden, so findet Lesbros, daß sich das Verhältniß zwischen der Oberflächeneinsenkung D_e in diesem Falle (Fig. 4) und derjenigen D_a bei Fig. 1 ausdrücken läßt durch die Formel:

$$\text{(E)}\qquad \frac{D_e}{D_a} = \frac{0{,}01\,h + 15{,}76}{0{,}9 + \sqrt{1{,}319\,h + 0{,}81}},$$

wenn die Druckhöhe größer als 60 Millimeter ist und durch

$$(E_1) \qquad \frac{D_{e_1}}{D_a} = 1{,}088 + (0{,}0048\,h - 0{,}979)^2\,,$$

wenn die Druckhöhen geringer sind und wenn in beiden Fällen $\frac{l}{L} < 0{,}5$ ist. Für das Breitenverhältniß $\frac{l}{L} > 0{,}5$ (Fig. 6 und 13) findet sich dagegen die Einsenkung durch die drei zusammengehörigen Gleichungen:

$$(F) \qquad \begin{cases} H - h = \delta h + \vartheta, \text{ worin} \\ \delta = 0{,}8276\left[2{,}2782 - \left(\frac{l}{L} - 2{,}0054\right)^2\right] \\ \vartheta = 404\left[\left(\frac{l}{L} - 0{,}777\right)^2 - 0{,}0377\right] \text{ ist,} \end{cases}$$

bestimmt, deren Uebereinstimmung mit der Beobachtung ganz befriedigend ist.

Für die Oeffnungen nach Fig. 14 werden die Einsenkungen durch die Formel

$$H - h = 0{,}96\,h + 2{,}24$$

sehr befriedigend wiedergegeben, und da sie bei der Anordnung Fig. 13 durch $H - h = 1{,}049\,h + 4{,}85$ berechnet werden können, so braucht man für andere Breitenverhältnisse die Formel (F) nur mit dem Quotienten $\frac{0{,}96\,h + 2{,}24}{1{,}049\,h + 4{,}85}$ zu multipliciren, wenn die Oeffnungen nicht scharfkantig, sondern abgerundet sind.

Bei der Anordnung in Fig. 5 ist die mehrfach angewendete Methode der Berechnung durch Interpolation nicht zulässig, vielmehr ergeben die allerdings nur sehr beschränkten Versuche die Abhängigkeit:

$$H - h = 0{,}064\,h + 14{,}89\,.$$

Ist vor solche Ausflußöffnungen, die bis zum Boden reichen, noch ein Gerinne vorgeschoben, so kann man wohl annehmen, daß der Einfluß desselben bei jedem Breitenverhältniß $\frac{l}{L}$ unverändert bleibt, nennt man daher D_g die Senkung im Wasserspiegel für den Fall der Fig. 16, während D_e dieselbe für die Anordnung Fig. 4 ausdrückt, so findet für das Breitenverhältniß $\frac{l}{L} < 0{,}5$ das Verhältniß:

$$(G) \qquad \frac{D_g}{D_e} = \frac{0{,}059\,h + 4{,}35}{0{,}01\,h + 15{,}76}$$

statt, und wenn D_h und D_f die Einsenkungen für die Anordnungen Fig. 19 und 6 repräsentiren, so findet für das Breitenverhältniß $\frac{l}{L} > 0{,}5$ die Relation

$$(H) \qquad \frac{D_h}{D_f} = \frac{0{,}232\,h - 1{,}47}{0{,}748\,h - 14{,}0}$$

statt, wie die angestellten Versuche zu beweisen scheinen.

Bei der Anordnung Fig. 18, welche gewissermaßen ein Mittelding von den Figg. 16 und 19 ist, sind nicht genügende Versuche zur Begründung einer zuverlässigen Formel angestellt worden. Bei 20 Centimeter Breite erhielt man aber

$$H - h = 0{,}111\,h + 1{,}94\,.$$

Ganz dieselbe Bemerkung gilt für die Anordnung Fig. 22, wofür Lesbros die Formel:

$$H - h = 0{,}084\,h + 1{,}32$$

aufstellt. Ist im letzteren Falle das Gerinne geneigt (Fig. 26), so übt es weniger Einfluß aus, als wenn es horizontal ist.

Zur Recapitulation dieser Formeln über die Größe der Einsenkung des Wasserspiegels bei den verschiedenen Arten von Ueberfällen und überfallartigen Ausmündungen schließen wir hier folgende Uebersichtstabelle an, in welcher l und L die Breite des Ueberfalles und des Reservoirs, H die totale Druckhöhe, gemessen an einer Stelle, wo das Wasser vollkommen stagnirend ist, h die mittlere Strahlstärke im Querschnitte der Austrittsöffnung, $D = H - h$ die Einsenkungen im Wasserspiegel bedeuten und das Millimeter als Einheit angenommen ist.

Breitenverhältniß $\frac{l}{L}$	Ueberfälle mit isolirt stehender Ueberfallschwelle.	
	Freier Ausfluß	Mit Ausflußgerinne
Kleiner als 0,5	$H - h = D_a = 0{,}9 + \sqrt{ph + 0{,}81}$ $p = 5{,}428 - (0{,}00173\,l - 2{,}373)^2$ . . . . (A)	$H - h = D_c = \left[1{,}00 - (0{,}00138\,h - 0{,}768)^2\right] D_a$ (C)
Größer als 0,5	$H - h = D_b = \alpha h^2 + \beta h - \gamma$ $\alpha = 0{,}00315\left[\left(\frac{l}{L} - 0{,}656\right)^2 + 0{,}037\right]$ $\beta = 0{,}89\left[\left(\frac{l}{L} - 0{,}83\right)^2 + 0{,}096\right]$ $\gamma = 9{,}1\left[\left(\frac{l}{L} - 0{,}98\right)^2 - 0{,}333\right]$ (B)	$H - h = D_d = \frac{D_b}{1{,}723 + (0{,}00444\,h - 0{,}607)^2}$ (D)

Breitenverhältniß $\frac{l}{L}$	Ueberfallartige Ausflußöffnungen ohne Schwelle.	
	Freier Ausfluß	Mit Ausflußgerinne
Kleiner als 0,5	1. $h > 60$ Millimeter. $H-h = D_e = \frac{(0{,}01\,h + 15{,}76)\,D_a}{0{,}9 + \sqrt{1{,}319\,h + 0{,}81}}$ . . . . (E)	$H-h = D_g = \frac{0{,}059\,h + 4{,}35}{0{,}01\,h + 15{,}76} D_e$ . . . . . (G)
	2. $h < 60$ Millimeter. $H-h = D_{e_1} = [1{,}088 + (0{,}0048\,h - 0{,}979)^2] D_a$ (E_1)	
Größer als 0,5	$H-h = D_f = \delta h + \vartheta$; $\delta = 0{,}8276\left[2{,}2782 - \left(\frac{l}{L} - 2{,}0054\right)^2\right]$; $\vartheta = 404\left[\left(\frac{l}{L} - 0{,}777\right)^2 - 0{,}0377\right]$ (F)	$H-h = D_h = \frac{0{,}232\,h - 1{,}47}{0{,}748\,h - 14{,}0} D_f$ . . . . . (H)

Lesbros sagt von diesen Formeln selbst, daß nur die Formeln (A) und (B) genügend begründet seien, daß dagegen die Formeln (C) und (G) bei Strahlstärken h, welche größer als resp. 557 und 233 Millimeter seien, unanwendbar würden, und durch die Formeln (A) und (E) zu ersetzen seien, daß endlich die Formeln (G) und (E), (F), (H) nur für Strahlstärken $h > 60$ Millimeter giltig seien, (E_1) aber nur von $h = 0$ bis $h = 204$ Millimeter, daß überhaupt dieselben zu unvollständig seien, um als zuverlässig empfohlen werden zu können. Für die Fälle endlich, wo der Abstand der Schwelle über dem Boden des Gerinnes $= R$ und kleiner als 0,17 Meter ist (welche Höhe zur Erzeugung der vollständigen Contraction am Boden erforderlich sei), findet sich die Einsenkung D_r des Wasserspiegels aus derjenigen D_i, welche bei vollständiger Contraction am Boden stattfinden und durch die Formeln (A) bis (D) angegeben würde, durch die Relation

$$\frac{D_r}{D_i} = 2{,}088 - 0{,}0064\,R.$$

Die durch die zahlreichen Beobachtungen ermittelten Ausflußcoefficienten für diese Mündungen, Ueberfälle u. s. w. sind nun der letzte Gegenstand der Besprechung. Die Versuchsergebnisse sind in ebensoviel Tabellen, als verschiedene Anordnungen zur Untersuchung gelangten, aufgeführt. Die ersten 7 Tabellen betreffen die Mündungen von 20 Centimeter Breite und verschiedenen Höhen (20, 10, 5, 3, 2, 1 und 0,5 Centimeter) in verschiedenen Anordnungen, wobei die Höhen von 20, 5 und 1 Centimeter am ausführlichsten behandelt, die Anordnungen 4, 5, 6, 9 aber durchgängig berücksichtigt, auch die Druckhöhe in doppelter Weise bei 3,5 Meter oberhalb der Mündung und unmittelbar dabei bestimmt ist. Tabelle 8 enthält die Versuche mit der Mündung von 60 Centimeter Basis und 2 Centimeter Höhe nach der Vorrichtung in Fig. 1, wobei die Mündung auch auf die schmale Kante gestellt und die Mündungshöhe durch eine Schütze auf 2, 5, 20 Centimeter Höhe reducirt wurde. Hier ist die Druckhöhe nur bei 3,5 Meter Abstand im Reservoir gemessen; es sind die Ausflußcoefficienten nicht blos nach der Formel

$$D = l\,o\,\sqrt{2gH} = l\,(h - h_1)\sqrt{2g\,\frac{h + h_1}{2}},$$

worin l die Mündungsweite, h den Druck auf der oberen Mündungskante und h_1 denjenigen auf der unteren, H endlich die Druckhöhe über der Mitte der Mündung und o die Höhe der Mündung bedeutet, berechnet, sondern auch nach der Formel

$$D_1 = \tfrac{2}{3}\,l\,\sqrt{2g}\,(h^{3/2} - h_1^{3/2}).$$

Die Tabellen IX bis XII enthalten die Versuche mit den in einer 5 Centimeter starken Wand hergestellten schützenartigen Mündungen Fig. A, B, C, D von 60 Centimeter Breite und 40, 20, 5, 3 Centimeter Höhe; sie sind nach der Formel (D) berechnet und die Druckhöhen sind theils bei 3,5 Meter, theils bei 2 Centimeter Abstand vor der Mündung gemessen.

Die Versuche über Mündungen mit vorgeschobenen Gerinnen sind in den Tabellen XIII bis XVII niedergelegt. Die Breite der Mündungen ist 0,2 Meter, die Höhen sind 20, 10, 5, 3, 1 Centimeter. Bei den Höhen von 20, 5 und 1 Centimeter sind alle Anordnungen von Fig. 15 bis 26 geprüft worden, die anderen Höhen sind weniger ausführlich behandelt. Die Druckhöhenmessungen sind bei 3,5 Meter und bei 2 Centimeter Abstand vorgenommen und die Coefficienten nach der Formel (D) bestimmt worden.

Tabelle XVIII enthält Versuche mit einer Mündung nach Fig. 15, bei welcher das horizontale Abflußgerinne durch Ueberfälle von verschiedener Höhe am Ende verschlossen

war, um vor der Mündung Aufstauungen von verschiedener Höhe zu erzielen. Die Mündung hatte 20 Centimeter Breite und 5 Centimeter Höhe, das Ueberfallsbrett 2 bis 17,5 Centimeter Höhe. Zur Berechnung wurden verschiedene Formeln angewandt, zunächst die gewöhnliche Formel (D), dann die Formel von Dubuat

$$T = lo\sqrt{2g\,(C-c)},$$

wo unter C die Druckhöhe vor der Mündung und unter c diejenige unterhalb der Mündung, beide an der Stelle der größten Aufstauung gemessen, verstanden wird, dann die Formel

$$T' = lo\sqrt{2g\,(C-c')},$$

wo c' die unmittelbar unterhalb der Mündung gemessene Druckhöhe bedeutet, ferner die Formel von Poncelet:

$$t = A\sqrt{\frac{2g\,(C-c)}{1+\left(\frac{A}{mlo}-1\right)^2}},$$

bei welcher A den Querschnitt des Wassers im Gerinne an der Stelle des höchsten Staues, m den Ausflußcoefficienten der Formel d_1 für Mündungen in der dünnen Wand bezeichnet, endlich die Formel

$$t' = A'\sqrt{\frac{2g\,(C-c')}{1+\left(\frac{A'}{mlo}-1\right)^2}},$$

worin statt der Druckhöhe c und des Querschnittes A an der Stelle des größten Staues dieselben Elemente für einen Querschnitt des Strahles unmittelbar bei der Mündung eingeführt sind.

Die Tabellen XIX bis XXI beziehen sich auf Ueberfälle mit freiem Ausfluß und zwar nach den Anordnungen Fig. 1 bis 6, 8 bis 10, 12 bis 14 mit 20 Centimeter Ueberfallbreite und Fig. A mit 0,6 Meter Breite. Die Berechnung ist einmal nach der gewöhnlichen Formel

$$d = lh\sqrt{2gh},$$

wo h die bei 3,5 Meter oberhalb des Ueberfalles gemessene Druckhöhe bedeutet, und dann nach der Formel

$$D = l\,(h-h_1)\sqrt{2g\frac{h+h_1}{2}},$$

vorgenommen worden, wobei man den Ueberfall mit einer Mündung vergleicht, deren Höhe der Strahlstärke $(h-h_1)$ gleichkommt, und bei welcher die Druckhöhe über der Mitte dieser Mündung genommen wird

$$H = h - \frac{h-h_1}{2} = \frac{h+h_1}{2}.$$

Tabelle XXII umfaßt die Versuche an Ueberfällen mit vorgeschobenen Ausflußgerinnen nach Art der Fig. 15, 16, 18 bis 22 und 26. Die Breite ist 0,2 Meter und das Uebrige wie vorher.

Die in Tabelle XXIII enthaltenen Versuche beziehen sich auf die bei Tabelle XVIII erwähnten Ueberfälle am Ende des Abflußgerinnes. Hier ist bei der Berechnung auf die Geschwindigkeitshöhen Rücksicht genommen worden, und zwar ist die Druckhöhe

$$h_1 = h + \frac{v^2}{2g}$$

und die Ausflußmenge

$$d_1 = lh_1\sqrt{2gh_1}$$

gesetzt, wenn v die mittlere Geschwindigkeit in dem Querschnitte, wo die Einbiegung beginnt, bedeutet, oder es sind die Formeln

$$h_1' = h + \frac{v_1^2}{2g} \text{ und } d_1' = lh_1'\sqrt{2gh_1'}$$

angewendet, worin die Oberflächengeschwindigkeit v_1 statt der mittleren eingeführt ist, zugleich aber die Annahme gemacht wird, daß $v_1 = \frac{5}{4}v$ sei.

Tabelle XXIV enthält Versuche mit Ueberfällen bei Ausfluß unter Wasser. Sie waren 24 und 20,4 Centimeter breit, die Schwelle lag 0,54 Meter über dem Boden und die Seiten standen weit von den Wänden ab, vor den Oeffnungen aber waren Ausflußgerinne angebracht.

Die folgenden Tabellen enthalten sodann die Ausflußcoefficienten, welche aus diesen zahlreichen Experimenten (2018) für die verschiedenen Arten des Ausflusses abgeleitet worden sind, und hierüber werden wieder Mittheilungen zu machen sein.

Die Tabellen XXV bis XXXIII betreffen Mündungen mit freiem Ausfluß, und zwar für beide Arten der Druckhöhenmessung, nämlich im vollkommen ruhigen Wasser, 3,5 Meter oberhalb der Mündung und bei 2 Centimeter vor der Mündung. Die Coefficienten sind für die Formel D berechnet. Wir lassen nachstehend einige der wichtigsten Tabellen im Auszuge folgen, und bemerken im Voraus, daß die Coefficienten in Tausendtheilen angegeben sind, und daß die in jeder Columne zwischen die horizontalen Striche eingefaßten Werthe direct der Beobachtung entnommen sind. Lesbros hat hierzu durch graphische Construction noch Werthe bestimmt, die über diese Grenzen hinausliegen; da sie aber oft sehr unwahrscheinlich, z. B. größer als die Einheit, sind, so haben wir diese Werthe weggelassen.

Tabelle XXV.

Mündungen von 20 Centimeter Breite und Höhe bei freiem Ausfluſſe.

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D für Mündungen nach Figur														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13′	13	14
Meter	a. Druckhöhen bei 3,5 Meter Abstand gemessen.														
0,01	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,02	572	572	572	599	—	—	—	587	—	—	—	589	—	—	—
0,03	578	578	578	603	—	—	—	590	631	—	634	591	—	—	—
0,04	582	582	582	605	—	—	—	592	〃	—	635	593	—	—	—
0,05	585	585	585	608	—	—	—	593	〃	648	636	595	657	—	—
0,06	587	587	587	610	—	—	—	595	〃	647	637	596	656	—	—
0,07	588	588	588	611	—	—	—	596	〃	647	638	598	654	—	—
0,08	589	589	589	613	—	—	—	598	〃	646	〃	599	653	—	—
0,09	591	591	591	614	627	—	—	599	〃	645	639	600	652	—	—
0,10	592	592	592	615	628	722	—	600	〃	〃	〃	601	〃	—	—
0,15	595	595	595	619	631	680	—	604	632	642	641	604	649	—	—
0,20	598	598	598	621	633	676	708	606	〃	641	643	607	647	713	713
0,25	599	600	600	622	634	674	693	607	〃	640	644	608	645	694	707
0,30	600	601	602	〃	635	672	687	608	〃	639	〃	609	644	688	705
0,35	601	602	603	623	〃	671	684	609	631	〃	〃	610	〃	685	704
0,40	602	603	604	〃	636	670	682	〃	〃	〃	〃	〃	643	684	703
0,45	〃	〃	〃	〃	〃	669	681	610	〃	〃	〃	611	〃	683	〃
0,50	603	604	605	〃	〃	668	680	〃	〃	〃	〃	〃	〃	682	702
0,60	604	〃	606	624	〃	667	679	〃	630	638	〃	〃	642	〃	701
0,70	〃	605	〃	〃	〃	666	678	611	629	〃	〃	612	〃	681	〃
0,80	605	〃	〃	〃	637	665	677	〃	〃	〃	643	〃	641	〃	700
0,90	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	628	〃	〃	〃	〃	〃	〃
1,00	〃	〃	〃	〃	〃	664	676	〃	〃	〃	642	〃	〃	680	〃
1,20	604	〃	〃	625	〃	663	675	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	699
1,40	603	604	605	〃	〃	662	673	〃	〃	637	641	611	〃	679	〃
1,60	602	603	603	623	〃	661	671	〃	627	〃	〃	〃	〃	〃	698
1,80	601	602	602	621	637	660	669	610	627	637	640	611	641	679	698
2,00	〃	601	601	619	636	659	668	〃	626	636	〃	〃	〃	678	〃
3,00	〃	〃	〃	614	634	656	665	609	624	634	638	610	〃	676	696
	b. Druckhöhen bei der Mündung gemessen.														
0,01	600	587	587	627	—	—	—	617	673	—	—	608	774	—	—
0,02	594	584	584	621	—	—	—	608	657	—	—	602	746	—	—
0,03	593	585	〃	618	—	—	—	603	648	—	—	600	725	—	—
0,04	〃	586	585	617	—	—	—	601	643	—	649	599	709	—	—
0,05	〃	588	586	616	—	—	—	600	641	665	646	〃	696	—	—
0,06	594	590	587	〃	—	—	—	〃	640	661	644	〃	688	—	—
0,07	〃	591	588	〃	—	784	—	〃	639	658	643	600	681	—	—
0,08	〃	592	589	617	—	762	—	〃	〃	656	〃	〃	675	—	—
0,09	〃	593	590	〃	637	743	—	〃	〃	654	〃	601	671	—	—
0,10	595	594	591	618	637	730	—	601	〃	652	〃	〃	668	—	—
0,15	597	597	594	621	〃	697	725	603	640	647	645	604	657	785	756
0,20	599	599	597	622	〃	690	710	605	〃	645	647	607	653	720	719
0,25	600	600	599	623	〃	686	702	607	638	643	648	608	649	696	713
0,30	601	601	601	〃	〃	683	697	608	637	〃	〃	609	648	689	710
0,35	〃	〃	603	〃	〃	681	693	609	636	642	647	610	647	686	708
0,40	602	602	604	〃	〃	678	690	〃	635	641	〃	〃	646	684	707
0,45	603	〃	605	624	〃	677	688	610	634	〃	〃	〃	〃	683	705
0,50	604	603	〃	〃	〃	675	687	〃	633	640	646	611	645	682	704

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D für Mündungen nach Figur														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13′	13	14
Meter															
0,60	604	604	606	624	637	673	685	610	632	640	646	611	644	682	703
0,70	605	〃	607	〃	〃	671	683	〃	631	639	645	〃	〃	〃	702
0,80	〃	605	〃	〃	〃	670	681	611	〃	〃	644	〃	643	〃	701
0,90	〃	〃	〃	〃	〃	669	〃	〃	630	638	〃	〃	〃	〃	700
1,00	604	〃	606	〃	〃	668	680	〃	〃	〃	643	〃	〃	〃	〃
1,20	〃	604	〃	625	〃	666	678	〃	629	〃	〃	〃	〃	681	699
1,40	603	〃	604	〃	637	664	674	610	〃	〃	642	〃	642	〃	〃
1,60	602	603	603	623	〃	662	671	〃	628	637	641	611	〃	680	698
1,80	601	603	602	620	〃	662	670	610	627	〃	641	610	642	680	697
2,00	〃	602	〃	619	636	661	669	609	626	636	640	〃	〃	679	〃
3,00	〃	600	〃	615	633	658	666	607	623	633	637	608	640	677	695

Tabelle XXVI.

Mündungen von 10 Centimeter Höhe und 20 Centimeter Breitebei freiem Ausfluß.

Druckhöhe über der oberen Kante	Coefficienten der Ausflußformel D									
	Druckhöhe gemessen bei 3,5m Abstand Ausfluß nach Figur					Druckhöhe gemessen bei der Mündung Ausfluß nach Figur				
	1	4	5	6	9	1	4	5	6	9
Meter										
0,01	—	—	—	—	—	625	671	—	—	678
0,02	596	624	—	—	630	618	653	—	839	663
0,03	600	629	—	—	632	615	649	—	791	657
0,04	603	633	640	—	633	614	647	667	762	654
0,05	605	635	644	704	634	613	646	665	743	652
0,06	607	637	647	685	〃	612	〃	664	730	651
0,07	609	639	650	681	635	613	〃	663	721	650
0,08	610	641	651	680	〃	614	647	662	715	649
0,09	〃	642	653	〃	〃	〃	〃	〃	711	648
0,10	611	643	654	〃	〃	〃	648	661	707	647
0,15	613	647	656	〃	〃	615	649	660	696	644
0,20	615	648	657	〃	〃	616	〃	659	691	641
0,25	616	〃	〃	〃	634	617	〃	〃	688	638
0,30	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	658	687	637
0,35	617	〃	〃	679	633	〃	648	〃	685	636
0,40	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	684	635
0,45	〃	〃	〃	〃	632	〃	〃	657	683	634
0,50	〃	〃	〃	678	〃	〃	〃	〃	682	633
0,60	〃	〃	656	677	631	〃	〃	〃	681	632
0,70	616	〃	〃	676	〃	616	〃	656	679	〃
0,80	〃	〃	〃	〃	630	〃	〃	〃	678	631
0,90	615	647	655	675	〃	615	647	〃	676	〃
1,00	〃	〃	〃	674	〃	〃	〃	〃	675	〃
1,20	614	646	〃	673	629	614	646	655	674	630
1,40	612	644	654	672	〃	612	644	〃	673	〃
1,60	611	643	〃	671	〃	611	643	654	671	〃
1,80	609	642	653	670	629	609	642	653	670	〃
2,00	607	641	653	669	〃	607	641	652	669	629
3,00	603	639	650	664	628	603	636	648	664	625

Tabelle XXVII.

Mündungen von 5 Centim. Höhe und 20 Centim. Breite bei freiem Ausfluß.

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D für Mündungen nach Figur													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Meter	a. Druckhöhen bei 3,5 Meter Abstand gemessen.													
0,01	607	615	—	—	—	—	—	625	648	—	—	—	—	—
0,02	616	618	—	664	—	—	—	627	647	—	678	—	—	—
0,03	620	621	—	665	666	701	—	628	〃	—	〃	631	—	—
0,04	623	623	—	666	668	694	—	629	〃	651	677	632	—	—
0,05	625	625	—	667	669	690	—	630	646	649	〃	〃	719	717
0,06	626	626	—	〃	670	689	—	631	〃	648	〃	〃	716	715
0,07	627	627	—	668	671	〃	—	632	〃	647	〃	〃	714	713
0,08	628	629	—	〃	672	〃	—	〃	645	646	〃	〃	712	711
0,09	629	〃	—	〃	673	688	—	633	〃	〃	〃	〃	710	710
0,10	630	630	—	669	674	〃	—	〃	〃	645	〃	633	709	709
0,15	631	633	634	670	675	687	—	635	644	643	676	〃	702	703
0,20	〃	634	635	〃	676	〃	—	〃	642	642	675	〃	696	700
0,25	630	633	634	〃	〃	686	—	〃	641	〃	674	〃	692	697
0,30	〃	632	〃	〃	〃	685	—	〃	640	〃	673	〃	689	〃
0,35	629	631	633	669	〃	684	—	〃	639	641	〃	〃	687	696
0,40	〃	〃	〃	〃	〃	〃	—	634	638	〃	672	〃	685	695
0,45	628	630	632	668	〃	683	—	〃	637	〃	671	〃	683	〃
0,50	〃	〃	〃	〃	〃	682	—	〃	〃	640	〃	632	682	〃
0,60	627	629	631	〃	675	〃	—	633	636	639	670	631	681	694
0,70	〃	628	630	667	674	681	687	632	〃	638	〃	〃	680	〃
0,80	626	627	628	〃	〃	〃	686	630	635	637	〃	630	〃	693
0,90	625	〃	627	〃	673	680	685	629	〃	635	〃	628	679	〃
1,00	〃	626	626	666	672	〃	〃	628	〃	634	〃	627	〃	692
1,20	623	624	624	〃	671	679	683	625	〃	631	〃	625	678	690
1,40	621	621	621	665	670	678	681	623	634	628	〃	622	677	689
1,60	618	618	618	〃	〃	677	〃	620	〃	626	669	620	〃	687
1,80	615	616	616	664	〃	676	〃	618	〃	623	〃	617	676	685
2,00	613	614	614	〃	〃	674	680	616	634	621	〃	615	675	684
3,00	606	606	606	662	669	673	678	609	632	614	668	608	672	680
	b. Druckhöhen bei der Mündung gemessen.													
0,01	641	639	—	729	—	884	—	658	688	—	772	—	—	—
0,02	638	634	—	700	717	786	—	651	676	—	729	—	—	—
0,03	637	633	—	689	698	757	—	648	669	—	710	641	—	—
0,04	636	634	—	683	690	740	—	645	665	661	700	639	—	—
0,05	〃	〃	—	679	686	729	—	643	662	656	695	637	751	766
0,06	635	〃	—	677	684	721	—	642	661	654	692	636	736	750
0,07	〃	633	—	675	682	715	—	641	659	651	689	635	727	740
0,08	634	〃	—	674	681	711	—	640	658	650	687	634	721	734
0,09	〃	〃	—	〃	680	708	—	639	657	648	686	〃	717	729
0,10	〃	〃	—	673	〃	705	—	638	655	647	685	633	714	725
0,15	632	〃	630	672	678	698	—	636	651	643	681	632	704	713
0,20	631	〃	629	〃	677	694	—	634	648	642	679	631	698	706
0,25	630	〃	〃	671	〃	691	—	〃	645	〃	677	〃	694	702
0,30	〃	632	〃	670	676	689	—	633	643	643	675	630	690	699
0,35	〃	631	〃	〃	〃	688	—	〃	641	〃	674	〃	687	697
0,40	629	630	630	669	〃	686	—	〃	640	642	673	〃	685	696
0,45	〃	628	〃	〃	〃	685	—	〃	639	641	672	〃	684	695
0,50	628	627	〃	〃	〃	〃	—	〃	638	640	〃	〃	683	〃

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D für Mündungen nach Figur													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Meter														
0,60	627	626	629	668	676	684	—	632	637	638	671	630	682	694
0,70	"	625	"	"	675	683	687	"	636	636	"	629	681	"
0,80	626	624	628	667	674	682	"	631	"	633	"	"	"	"
0,90	625	623	627	"	673	681	686	629	635	631	670	628	680	"
1,00	"	622	626	"	672	"	685	628	"	629	"	627	"	693
1,20	623	621	623	666	671	680	683	625	"	627	"	624	679	692
1,40	621	619	621	"	"	679	682	622	"	625	"	622	678	690
1,60	618	618	618	665	"	677	681	620	634	623	"	619	677	688
1,80	615	616	616	664	670	676	"	618	"	622	"	618	676	686
2,00	613	615	615	"	"	675	"	617	"	621	669	616	675	685
3,00	606	609	609	662	"	673	679	611	631	616	"	610	673	682

Tabelle XXIX.

Mündungen von 2 Centimeter Höhe und 20 Centimeter Breite und freiem Ausfluß.

Druckhöhe über der oberen Kante	Coefficienten der Ausflußformel D									
	Druckhöhe gemessen bei 3,5m Abstand Ausfluß nach Figur					Druckhöhe gemessen bei der Mündung Ausfluß nach Figur				
	1	4	5	6	9	1	4	5	6	9
Meter										
0,01	660	—	—	—	686	716	787	787	906	728
0,02	"	703	703	721	683	690	728	737	770	711
0,03	659	702	701	705	680	678	718	724	741	703
0,04	"	701	700	702	678	672	713	718	727	697
0,05	658	700	699	701	676	668	710	714	719	694
0,06	657	699	698	700	675	664	708	711	715	691
0,07	"	"	697	"	674	663	706	708	712	688
0,08	656	698	696	699	673	660	704	706	710	686
0,09	655	"	"	"	672	659	703	704	709	683
0,10	"	"	695	"	671	658	702	702	708	682
0,15	652	697	693	698	668	654	699	697	704	674
0,20	649	696	691	697	665	650	698	694	702	669
0,25	647	"	"	"	662	647	697	693	701	664
0,30	645	695	"	"	660	645	"	692	699	661
0,35	643	"	690	696	658	644	696	"	698	659
0,40	642	"	"	"	656	642	"	"	"	657
0,45	641	694	"	695	655	641	"	691	697	656
0,50	640	"	"	"	653	640	"	"	"	655
0,60	638	693	"	"	"	638	695	"	696	653
0,70	637	"	"	694	652	637	694	"	"	652
0,80	635	"	"	"	651	635	"	"	695	"
0,90	634	692	"	"	"	634	693	"	"	651
1,00	632	"	691	693	650	632	692	"	694	650
1,20	627	690	"	692	649	627	689	"	693	648
1,40	622	688	690	691	647	622	687	690	691	646
1,60	618	686	688	689	644	618	686	688	689	644
1,80	615	684	687	687	642	615	684	687	687	642
2,00	613	683	685	686	640	613	683	685	686	640
3,00	608	680	681	681	635	608	679	681	682	634

Tabelle XXXIII.

Mündungen von 60 Centimeter Breite in einer Wand von 5 Centimeter Stärke bei freiem Ausfluſſe.

Druckhöhe über der oberen Kante	Coefficienten der Ausflußformel D													
	40 Centimeter Mündungshöhe Mündung nach Fig.			20 Cent. Mündungshöhe Mündung nach Figur				5 Centimeter Mündungshöhe Mündung nach Fig.			3 Cent. Mündungshöhe Mündung nach Figur			
	B	C	D	A	B	C	D	B	C	D	B	C		D
Meter	a. Druckhöhen bei 3,5 Meter Abstand gemessen.													
0,01	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,02	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,03	—	—	—	593	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,04	—	—	—	595	—	—	—	701	643	—	—	—	—	—
0,05	—	—	—	597	—	—	—	700	648	—	—	—	—	—
0,06	—	—	—	599	613	648	—	699	652	—	709	682	747	—
0,07	—	627	—	600	615	650	—	697	657	—	708	686	751	—
0,08	—	629	—	601	617	653	—	696	661	—	706	689	755	—
0,09	—	631	—	〃	619	655	—	695	665	—	705	691	759	—
0,10	589	633	—	602	621	657	—	694	669	—	704	694	763	—
0,15	595	640	—	604	628	664	—	689	682	—	700	701	779	—
0,20	601	644	—	605	632	669	—	686	688	—	697	705	787	—
0,25	604	647	652	606	635	672	—	683	691	—	694	707	785	—
0,30	609	649	654	607	637	675	—	681	692	—	692	708	772	—
0,35	611	〃	〃	〃	638	676	—	679	〃	—	690	709	725	—
0,40	613	〃	〃	〃	〃	677	—	678	693	—	689	〃	714	—
0,45	615	〃	〃	〃	〃	676	—	677	〃	—	688	〃	711	711
0,50	616	648	653	〃	〃	—	678	〃	〃	—	687	709		〃
0,60	617	645	650	〃	〃	—	677	676	692	—	685	708		710
0,70	616	642	646	〃	637	675	〃	〃	〃	696	684	707		709
0,80	614	639	643	606	〃	674	676	675	〃	695	683	〃		708
0,90	611	636	639	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	682	—		707
1,00	609	633	636	605	〃	〃	〃	〃	〃	〃	681	—		706
1,20	605	627	630	604	636	673	675	674	691	〃	680	—		703
1,40	601	623	626	603	〃	〃	〃	〃	〃	694	678	—		701
1,60	599	620	622	602	〃	〃	〃	673	〃	〃	677	—		699
1,80	597	617	620	〃	〃	672	674	〃	690	〃	676	—		698
2,00	595	615	617	〃	〃	〃	〃	672	〃	〃	675	—		697
3,00	590	606	607	601	636	671	673	670	689	692	671	—		693
	b. Druckhöhen bei der Mündung gemessen.													
0,01	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,02	—	—	—	591	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,03	—	—	—	592	—	—	—	—	636	—	—	—	—	—
0,04	—	—	—	594	—	—	—	700	641	—	—	—	—	—
0,05	—	—	—	596	626	657	—	698	645	—	723	—	755	—
0,06	—	637	—	596	628	659	—	696	649	—	720	686	760	—
0,07	—	639	—	597	630	661	—	694	654	—	717	689	764	—
0,08	594	641	—	598	631	662	—	693	657	—	715	691	767	—
0,09	596	643	—	599	633	664	—	692	661	—	712	692	770	—
0,10	598	644	—	600	634	665	—	691	664	—	710	694	773	—
0,15	604	650	—	602	638	670	—	687	678	—	701	700	782	—
0,20	609	653	—	603	640	672	—	685	687	—	696	704	785	—

Druckhöhe über der oberen Kante	Coefficienten der Ausflußformel D													
	40 Centimeter Mündungshöhe Mündung nach Fig.			20 Cent. Mündungshöhe Mündung nach Figur				5 Centimeter Mündungshöhe Mündung nach Fig.			3 Cent. Mündungshöhe Mündung nach Figur			
	B	C	D	A	B	C	D	B	C	D	B	C		D
Meter														
0,25	613	655	659	604	641	674	—	684	690	—	694	707	786	—
0,30	616	656	660	605	〃	675	—	683	693	—	692	709	779	—
0,35	618	〃	〃	606	〃	676	—	682	694	—	〃	710	752	—
0,40	619	〃	〃	〃	〃	〃	—	681	695	—	691	711	722	—
0,45	〃	655	659	607	〃	〃	—	680	〃	—	〃	〃	715	—
0,50	〃	653	657	〃	640	〃	—	679	〃	—	690	712		713
0,60	618	649	653	〃	〃	〃	679	678	〃	—	688	710		712
0,70	616	644	648	〃	639	675	678	676	〃	—	686	709		710
0,80	614	640	643	〃	638	〃	677	674	694	696	683	707		708
0,90	611	636	638	〃	〃	〃	〃	673	—	695	681	—		707
1,00	608	632	634	606	〃	674	676	〃	—	〃	680	—		705
1,20	604	626	628	605	〃	673	675	〃	—	694	678	—		703
1,40	600	622	624	603	637	〃	674	672	—	〃	677	—		700
1,60	597	619	621	602	〃	672	674	〃	—	693	676	—		699
1,80	596	617	619	〃	636	〃	673	671	—	692	675	—		697
2,00	595	615	617	〃	〃	671	672	〃	—	〃	〃	—		696
3,00	592	611	612	601	634	669	670	669	—	690	672	—		693

Tabelle XXXIV.

Mündungen von 20 Centimeter Breite und Höhe mit vorgestoßenem Gerinne.

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D für Mündungen nach Figur											
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Meter	a. Druckhöhen bei 3,5 Meter Abstand gemessen.											
0,01	—	—	—	—	—	—	477	—	—	—	—	522
0,02	480	480	480	—	—	489	496	—	527	—	—	537
0,03	493	493	493	493	—	500	510	—	538	—	—	547
0,04	503	502	503	502	—	509	522	—	546	—	—	556
0,05	511	510	511	509	—	517	531	—	553	546	—	563
0,06	518	517	518	515	—	523	539	—	559	552	—	569
0,07	525	523	524	520	—	530	546	—	564	558	—	575
0,08	531	528	530	525	—	535	553	—	568	562	—	580
0,09	537	533	535	530	—	541	558	—	571	566	589	584
0,10	542	538	539	534	560	545	563	552	574	569	593	588
0,15	561	554	556	550	578	564	580	570	585	581	608	601
0,20	574	566	568	562	589	576	591	582	592	589	617	610
0,25	585	574	577	570	596	584	600	590	597	595	622	616
0,30	591	580	582	577	603	590	607	597	601	599	626	621

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D für Mündungen nach Figur											
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Meter												
0,35	595	584	586	582	608	594	612	603	603	602	629	623
0,40	597	587	590	586	613	597	615	607	605	605	630	625
0,45	598	590	592	589	616	600	618	610	606	606	631	626
0,50	599	592	594	591	619	602	621	613	607	608	632	627
0,60	600	595	597	595	623	604	625	617	608	610	634	—
0,70	601	597	599	598	626	606	627	620	609	611	635	—
0,80	"	599	601	599	628	608	628	622	610	613	636	—
0,90	"	600	602	600	629	609	"	623	"	614	637	—
1,00	"	"	"	601	630	"	"	"	"	615	638	—
1,20	601	602	603	603	632	—	—	624	"	616	639	—
1,40	"	"	604	604	633	—	—	"	"	617	640	—
1,60	"	"	"	"	"	—	—	625	"	"	"	—
1,80	"	"	"	"	632	—	—	624	610	"	641	—
2,00	"	"	603	"	"	"	626	"	609	"	642	626
3,00	"	601	602	602	630	609	624	622	608	616	641	624
	b. Druckhöhen unmittelbar bei der Mündung gemessen.											
0,01	500	499	500	530	—	503	511	—	553	—	—	560
0,02	502	501	502	527	—	503	512	—	552	—	—	"
0,03	508	506	508	529	—	507	519	—	554	573	—	565
0,04	515	512	514	533	—	512	528	—	557	"	—	572
0,05	520	518	519	537	—	517	538	—	560	574	—	578
0,06	526	523	525	541	—	522	547	—	563	575	657	584
0,07	531	528	530	545	—	527	555	—	567	577	648	589
0,08	536	533	535	549	—	531	562	—	570	579	643	594
0,09	541	537	539	553	600	535	568	—	573	581	640	598
0,10	545	541	543	557	602	539	574	573	575	583	638	602
0,15	563	556	559	569	609	555	591	588	586	590	637	613
0,20	575	566	569	577	614	567	599	596	593	596	639	617
0,25	584	574	576	583	619	577	604	602	598	600	640	620
0,30	592	580	583	587	622	587	609	606	601	603	641	622
0,35	596	584	587	590	625	592	613	610	603	605	640	624
0,40	598	587	590	593	627	597	616	613	605	607	"	625
0,45	600	590	592	595	630	599	618	616	606	608	"	626
0,50	"	591	594	597	631	601	620	618	607	610	"	"
0,60	601	595	597	599	633	604	624	622	609	612	"	627
0,70	"	597	599	601	634	605	626	624	610	613	"	—
0,80	602	599	600	602	635	607	628	626	"	615	"	—
0,90	"	600	601	603	"	608	629	627	611	616	641	—
1,00	"	601	602	604	"	"	"	"	"	617	"	—
1,20	602	602	603	"	"	—	—	—	—	618	642	—
1,40	601	"	604	605	"	—	—	"	"	"	643	—
1,60	"	"	"	"	"	—	—	626	610	617	"	—
1,80	"	"	"	—	"	—	—	625	"	616	"	—
2,00	"	"	"	604	634	609	626	"	609	"	"	626
3,00	"	"	603	"	"	607	623	622	607	613	641	623

Tabelle XXXV.

Mündungen von 10 Centim. Höhe und 20 Centim. Breite mit vorgestoßenem Gerinne, nach Figur 15.

Drückhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D, wenn die Druckhöhe gemessen ist		Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D, wenn die Druckhöhe gemessen ist		Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D, wenn die Druckhöhe gemessen ist	
	im stillen Wasser	bei der Schütze		im stillen Wasser	bei der Schütze		im stillen Wasser	bei der Schütze
Meter			Meter			Meter		
0,01	458	514	0,09	582	584	0,50	615	615
0,02	484	522	0,10	586	588	0,70	〃	〃
0,03	507	528	0,15	599	600	1,00	〃	614
0,04	527	538	0,20	606	607	1,20	614	〃
0,05	544	552	0,25	610	611	1,60	611	611
0,06	557	564	0,30	612	613	2,00	607	607
0,07	568	573	0,35	614	614	3,00	603	603
0,08	576	580	0,40	615	615			

Tabelle XXXVI.

Mündungen von 5 Centim. Höhe und 20 Centim. Breite mit vorgestoßenem Gerinne.

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten der Formel D, Druckhöhe gemessen									
	im stillen Wasser Anordnung nach Figur					dicht bei der Schütze Anordnung nach Figur				
	15	16	18	19	21	15	16	18	19	21
Meter										
0,01	447	435	432	472	526	481	472	498	536	539
0,02	488	487	483	512	557	508	506	530	563	568
0,03	525	526	522	543	577	543	538	556	585	588
0,04	555	552	550	566	592	570	565	575	600	601
0,05	570	571	570	582	603	589	581	589	610	611
0,06	594	583	584	595	611	603	592	599	619	618
0,07	606	592	593	604	617	613	599	606	625	623
0,08	614	598	601	611	621	621	604	611	629	626
0,09	620	602	606	616	625	625	607	614	632	629
0,10	624	605	609	621	628	628	609	616	634	631
0,15	630	613	618	632	635	631	614	622	639	635
0,20	631	617	623	637	637	〃	617	625	642	636
0,25	630	620	626	640	〃	630	620	627	644	〃
0,30	629	622	627	643	636	〃	622	629	646	〃
0,35	627	624	628	644	〃	628	624	630	647	〃
0,40	626	625	629	646	635	627	625	〃	648	636
0,45	〃	626	630	647	〃	626	626	631	649	〃
0,50	625	〃	〃	〃	〃	625	〃	〃	〃	〃
0,60	〃	627	631	648	.	〃	627	632	〃	--
0,70	624	〃	632	649	—	624	628	〃	〃	—
0,80	〃	628	〃	〃	—	〃	〃	633	〃	—
0,90	〃	〃	〃	〃	—	〃	〃	〃	〃	—
1,00	〃	〃	〃	〃	--	〃	〃	〃	〃	—
1,20	623	〃	〃	648	—	623	〃	〃	648	—
1,40	621	627	〃	647	—	621	627	〃	647	—
1,60	618	626	632	〃	—	618	626	632	〃	--
1,80	615	625	631	646	—	616	624	631	645	—
2,00	613	623	〃	644	634	614	623	630	644	633
3,00	606	618	628	639	632	606	618	625	639	632

Tabelle XXXVIII.

Mündungen von 1 Centim. Höhe und 20 Centim. Breite mit vorgeſtoßenem Gerinne.

Druckhöhe über der oberen Kante	Ausflußcoefficienten für die Formel D, Druckhöhe gemeſſen im ſtillen Waſſer Anordnung nach Figur					dicht bei der Schütze Anordnung nach Figur				
	15	16	18	19	21	15	16	18	19	21
Meter										
0,01	—	—	—	—	663	—	—	—	—	639
0,02	—	—	—	—	675	614	—	—	—	663
0,03	626	—	—	—	683	640	—	—	—	680
0,04	645	—	—	—	688	659	—	—	—	691
0,05	658	—	—	—	691	668	—	—	—	698
0,06	667	676	670	686	693	673	682	678	698	702
0,07	671	680	676	692	695	675	684	683	701	703
0,08	672	682	680	694	〃	〃	〃	685	702	702
0,09	〃	683	682	696	〃	674	〃	686	703	700
0,10	671	682	685	697	694	673	683	687	〃	698
0,15	667	680	689	698	689	668	681	685	701	686
0,20	664	679	688	〃	684	665	679	683	699	680
0,25	661	677	686	697	680	661	677	681	698	678
0,30	658	676	684	696	677	658	676	680	696	675
0,35	655	675	682	695	675	655	674	〃	695	673
0,40	652	673	681	694	673	653	673	679	694	671
0,45	650	672	679	692	672	650	672	〃	693	670
0,50	648	671	678	691	671	648	671	678	692	669
0,60	644	670	676	690	669	644	670	677	690	667
0,70	641	669	675	688	668	641	669	〃	689	665
0,80	638	668	674	687	666	637	668	675	687	663
0,90	634	666	673	686	665	633	666	673	686	662
1,00	631	665	671	685	663	630	665	671	685	661
1,20	624	661	668	683	660	625	662	668	683	658
1,40	620	659	664	681	657	620	659	664	681	655
1,60	617	657	662	678	655	617	656	662	677	652
1,80	614	655	661	675	653	614	655	660	675	651
2,00	613	654	659	674	651	613	654	659	672	650
3,00	609	652	656	670	648	609	651	657	666	647

Tabelle XXXIX.

Ueberfälle von 20 Centimeter Breite und freiem Ausfluß.

Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten der Formel d. Druckhöhe im ſtillſtehenden Waſſer gemeſſen Anordnung nach Figur											
	1	2	3	4	5	6	8	9	10	12	13	14
Meter												
0,01	424	—	—	384	362	292	457	457	492	446	—	—
0,02	417	424	428	402	379	318	446	444	437	473	—	—
0,03	412	418	422	410	388	337	437	435	459	430	—	—
0,04	407	413	416	411	394	352	430	429	449	424	334	373
0,05	404	408	411	〃	398	362	425	426	442	419	339	380
0,06	401	405	407	410	400	370	420	424	437	416	340	384

Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten der Formel d. Druckhöhe im stillstehenden Wasser gemessen. Anordnung nach Figur											
	1	2	3	4	5	6	8	9	10	12	13	14
Meter												
0,08	397	401	402	409	403	379	413	421	434	409	339	389
0,10	395	398	399	408	405	382	409	420	〃	405	337	392
0,12	394	396	396	〃	406	383	407	〃	〃	403	335	394
0,14	393	395	395	〃	407	〃	〃	422	〃	〃	334	396
0,16	〃	394	394	407	〃	384	405	424	433	〃	335	398
0,18	392	393	393	406	408	383	404	〃	432	〃	337	400
0,20	390	391	391	405	〃	〃	402	〃	〃	〃	340	403
0,25	379	383	383	404	407	381	396	422	428	401	347	411
0,30	371	375	375	403	406	378	390	418	424	398	352	419
	Coefficienten der Formel D.											
0,01	831	880	880	830	789	690	700	776	842	721	—	—
0,02	717	726	739	800	748	715	670	723	791	673	—	—
0,03	675	679	694	770	718	733	660	684	748	652	—	—
0,04	651	656	665	742	699	741	655	662	715	641	884	897
0,05	635	640	647	715	686	743	651	651	697	635	872	898
0,06	622	628	634	690	676	741	646	645	687	630	861	899
0,08	607	611	614	656	663	731	634	640	678	624	842	903
0,10	598	601	603	640	653	723	625	638	677	617	828	906
0,12	593	596	596	629	645	725	620	639	〃	612	818	909
0,14	589	592	592	620	638	733	617	643	678	609	813	913
0,16	586	589	589	613	632	740	612	646	679	608	〃	916
0,18	582	585	585	607	627	745	608	647	〃	607	814	920
0,20	577	580	580	602	623	749	604	646	680	606	817	925
0,25	564	569	569	597	616	755	593	643	681	603	826	937
0,30	557	562	562	594	610	757	584	640	681	600	838	952

Tabelle XL.

Ueberfall von 2 Centimeter Breite in der dünnen Wand nach Fig. 1.

Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten nach Formel d	Coefficienten nach Formel D	Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten nach Formel d	Coefficienten nach Formel D
Meter			Meter		
0,01	436	621	0,16	434	615
0,02	〃	620	0,20	〃	〃
0,03	〃	619	0,25	〃	614
0,04	435	〃	0,30	433	〃
0,06	〃	618	0,40	431	612
0,08	〃	〃	0,50	428	609
0,08	〃	617	0,60	425	603
0,10	〃	616	0,80	421	591
0,12	〃	〃	1,00	419	577
0,14	434	615			

Druckhöhe im stillen Wasser gemessen.

Tabelle XLI.

Ueberfall von 60 Centimeter Breite in der dicken Wand nach Fig. A.

Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten nach Formel d	Coefficienten nach Formel D	Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten nach Formel d	Coefficienten nach Formel D
Meter			Meter		
0,01	424	743	0,16	399	616
0,02	421	729	0,20	395	603
0,03	418	712	0,25	392	594
0,04	416	698	0,30	391	589
0,05	414	683	0,40	〃	583
0,06	412	677	0,50	〃	579
0,08	409	658	0,60	390	574
0,10	406	644	0,80	〃	562
0,12	403	633	1,00	389	549
0,14	401	624			

Druckhöhe im stillen Wasser gemessen.

Tabelle XLII.

Ueberfälle von 20 Centimeter Breite mit vorgestoßenem Gerinne.

Druckhöhe im stillen Wasser gemessen.

Druckhöhe über der Schwelle	Coefficienten der Formel d. Anordnung nach Figur							
	15	16	18	19	20	21	22	26
Meter								
0,01	—	—	—	—	382	395	—	406
0,02	196	208	—	—	368	383	—	395
0,03	234	232	228	205	358	373	222	385
0,04	263	251	250	234	351	365	250	379
0,05	278	268	267	260	346	360	272	375
0,06	286	281	280	276	344	355	286	372
0,08	297	294	295	291	341	349	304	371
0,10	304	302	304	300	340	345	313	369
0,12	309	308	310	306	338	343	320	〃
0,14	313	312	314	311	336	341	325	368
0,16	316	316	317	315	334	340	329	367
0,18	317	319	319	319	333	339	333	〃
0,20	319	323	322	322	331	338	335	366
0,25	321	329	326	329	328	336	341	364
0,30	324	332	329	332	326	334	343	361
	Coefficienten der Formel D.							
0,01	—	—	—	—	590	633	—	647
0,02	283	293	—	—	551	576	295	597
0,03	340	339	344	321	535	553	341	581
0,04	387	375	381	367	526	539	378	572
0,05	406	405	408	405	519	531	406	566
0,06	416	427	427	434	515	526	428	562
0,08	433	446	449	459	508	519	453	556
0,10	446	453	460	472	503	513	466	553
0,12	455	458	467	482	500	506	476	552
0,14	459	462	473	492	497	502	483	551
0,16	462	467	477	500	493	501	488	550
0,18	465	471	481	508	490	499	493	548
0,20	466	476	485	514	486	497	497	548
0,25	467	484	491	527	479	493	504	545
0,30	468	488	494	533	473	490	409	542

Tabelle XLIII.

Unvollkommene Ueberfälle von 24 Centimeter Breite.

Druckhöhe h im stillstehenden Wasser gemessen. Druckhöhe n bei der tiefsten Einsenkung des Unterwasserspiegels bestimmt.

Druckhöhenverhältniß $\frac{h-n}{h}$	Coefficient der Formel D_1	Druckhöhenverhältniß $\frac{h-n}{h}$	Coefficienten der Formel D_1	Druckhöhenverhältniß $\frac{h-n}{h}$	Coefficienten der Formel D_1
0,001	0,227	0,025	0,557	0,30	0,497
0,002	0,295	0,030	0,546	0,35	0,492
0,003	0,363	0,035	0,537	0,40	0,487
0,004	0,430	0,040	0,531	0,45	0,480
0,005	0,496	0,045	0,526	0,50	0,474
0,006	0,556	0,050	0,522	0,55	0,466
0,007	0,597	0,06	0,519	0,60	0,459
0,008	0,605	0,08	0,517	0,70	0,444
0,009	0,600	0,10	0,516	0,80	0,427
0,010	0,596	0,15	0,512	0,90	0,409
0,015	0,580	0,20	0,507	1,00	0,390
0,020	0,570	0,25	0,502		

Ein Theil der Coefficiententabellen ist von Lesbros zur mehreren Versinnlichung der Verhältnisse auf den Platten 33 bis 37 seines Werkes graphisch dargestellt worden, wobei die Druckhöhen als Abscissen, die Ausflußcoefficienten aber als Ordinaten angetragen sind. Die obigen numerischen Tabellen sind übrigens selbst das Resultat solcher graphischer Constructionen, indem die unmittelbaren Versuchsdata in dieser Weise aufgetragen, die erhaltenen Punkte durch Curven verbunden und aus diesen Curven für die zwischenliegenden Druckhöhen die entsprechenden Coefficienten entnommen wurden.

Gehen wir nun zu den Schlüssen über, welche Lesbros aus seinen Beobachtungen zieht, so begegnen wir zunächst der Bemerkung, daß bei Mündungen von 20 Centimeter Breite und 0,5; 1 und 2 Centimeter Höhe die Coefficienten der Formel D meist mit abnehmendem Drucke (im stillstehenden Wasser gemessen) wachsen, während bei größeren Mündungshöhen nur bis zu einem gewissen Punkte ein Wachsen, darüber hinaus aber eine Abnahme der Coefficienten stattfindet; und daß die Coefficienten für dieselbe Mündung, unter den verschiedenen Anordnungen im Allgemeinen um so größer sind, je näher die Ränder der Mündung den Wänden des Reservoirs stehen. Vollkommene Contraction tritt erst dann ein, wenn die Wände um die 2,7 fache Breite der Mündung davon abstehen. Die Zunahme der Coefficienten hängt aber nicht von der Zahl der Seiten, an welchen die Contraction vermindert oder aufgehoben wird, ab, sondern von dem relativen Umfange, an welchem dies geschieht, auch werden sie um so größer, wenn sich die Basis der Mündung darunter befindet. Uebrigens verändern sich bei derselben Anordnung die Coefficienten mit der Mündungshöhe und der Druckhöhe, und sind im Allgemeinen größer, wenn die Druckhöhe unmittelbar vor der Mündung gemessen worden ist, als wenn sie im völlig still stehenden Wasser bestimmt wurde; erst bei größeren Druckhöhen verschwindet dieser Unterschied.

Die Versuche mit breiteren Mündungen in der dünnen Wand (Tabelle XXXII) ergaben, daß die Coefficienten der Formel D′ bei Mündungen von 60 Centimeter Breite und 2 Centimeter Höhe bei gleicher Druckhöhe bis zu 15 Centimeter etwas größer sind, als diejenigen einer Mündung von 2 Centimeter Breite und 60 Centimeter Höhe, daß sie bei 20 bis 40 Centimeter Druckhöhe dagegen etwas kleiner sind; aber hierbei ist jedenfalls von Einfluß, daß erstere Mündung in einer verhältnißmäßig kleineren Wand angebracht ist, als letztere. Auch die Coefficienten der Mündungen von 2 Centimeter Höhe und 20 Centimeter Basis differiren nur sehr wenig von denjenigen der Mündung von 20 Centimeter Höhe und 2 Centimeter Basis, so daß man hieraus folgern kann, daß die Coefficienten der Formel D′ dieselben bleiben, möge die breitere oder schmälere Seite als Basis dienen.

Während die Coefficienten der Formel D im Allgemeinen bei kleineren Mündungshöhen größer ausfallen, so bleiben bei den Mündungen, deren größte Dimension vertical steht, die Coefficienten der Formel D′ mehr constant; doch giebt es Grenzwerthe der Breite und Höhe, über welche hinaus eine Abnahme eintritt, und Lesbros hält daher seine Coefficienten für alle Mündungen anwendbar, bei denen das Verhältniß zwischen der kleinsten und größten Dimension nicht unter $\frac{1}{20}$ herabsinkt.

Von den Mündungen in der dicken Wand läßt sich die Anordnung nach Fig. A ganz mit derjenigen nach Fig. 3 vergleichen, doch zeigen sich bei geringeren Druckhöhen bis zu 60 Centimeter etwas größere Coefficienten, was daher rührt, daß der Strahl an der unteren Kante der Mündung etwas anliegt; sobald er sich völlig loslöst, gelten dieselben Coefficienten. Liegt vor der Mündung eine Schütze (Anordnung B), so liegt bei geringeren Druckhöhen der Strahl oben an, aber auch wenn daselbst Contraction stattfindet, bleiben die Coefficienten höher, als bei der ersten Anordnung, und zwar sind sie um so größer, je geringer die Mündungshöhe ist. Die Einfassung mit Leisten in 5 Centimeter Abstand, wie sie bei der Anordnung nach Fig. C vorhanden ist, verursacht noch größere Coefficienten; der Strahl erfährt dabei an den Seitenkanten Contraction, liegt aber an den horizontalen Kanten der Mündung und Schütze an, wenigstens bei niedrigem Drucke. Noch etwas größer fallen die Coefficienten bei der Anordnung nach Fig. D aus, wo die untere Mündungskante 10 Centimeter Breite besitzt.

Die Versuche an Mündungen mit vorgestoßenem Gerinne widerlegen zunächst die Angabe von Bossut, daß diese Gerinne ohne Einfluß auf die Ausflußmenge seien, indem die Coefficienten für den freien Ausfluß meist größer sind als die Coefficienten der Tabellen XXXIV bis XXXVIII. Die Differenzen sind bei geringeren Druckhöhen größer, als bei höheren, auch zeigen sich dabei mancherlei Abnormitäten, deren Anführung aber wegen ihrer Geringfügigkeit hier unterbleiben mag. Unvollkommene Contraction ist von geringerem Einfluß, als bei freiem Ausflusse. Hat das Gerinne eine Neigung, so sind die Coefficienten größer, als wenn es horizontal ist, aber immer noch kleiner, als bei freiem Ausflusse, wie folgende vergleichende Tabelle zeigt, welche die Versuchsresultate mit der Anordnung nach Fig. 27 in Vergleich zur Anordnung Fig. 6 umfaßt.

Des Gerinnes		Druckhöhe über der oberen Kante		Procentale Differenz der Coefficienten für die Druckhöhe	
Länge	Neigung	höchste	niedrigste	höchste	niedrigste
Meter		Meter	Meter		
3,00	$\frac{1}{20}$	1,00	0,11	5,4	21,4
3,00	$\frac{1}{15}$	"	"	"	20,7
1,24	$\frac{1}{5,24}$	1,52		0,6	11,6
0,74	$\frac{1}{2,9}$	1,17	"	0,0	5,7
0,15	"	"	"	"	0,0
2,25	0	"	"	"	13,4

Die letzte horizontale Zeile dieser Tabelle unter dem Striche bezieht sich auf Fig. 27, wo das horizontale Gerinne mit seinem Boden 5 Centimeter unter der Mündung liegt. Hier ist die proportionelle Differenz auf 13,4 Procent herabgesunken, während sie in dem Falle, wo das Gerinne bündig liegt, 24,6 Procent beträgt, daher läßt sich schließen, daß die Differenz ganz schwindet, wenn der Sprung im Boden noch größer wird. Ist das Gerinne sehr kurz, wie das in der fünften Horizontallinie aufgeführte, so kann der Fall eintreten, daß der Strahl nach dem Austritt dasselbe gar nicht berührt, und dann wird hierdurch auch der Ausfluß nicht gestört.

Ueber die Geschwindigkeit des Wassers in diesen Gerinnen, welche nach Navier's Ansicht 0,86 bis 0,89 von derjenigen Geschwindigkeit, welche der Druckhöhe entsprechen würde, betragen soll, wurde durch vielfache Strahlenmessungen Aufschluß gesucht. Nachstehendes Täfelchen giebt das Verhältniß dieser Geschwindigkeiten.

Man ersieht hieraus, daß dieses Verhältniß an demselben Punkte des Gerinnes mit den Druckhöhen abnimmt, und daß es bei derselben Druckhöhe mit der Entfernung von der Mündung variirt, ebenso ist die Art der Mündung und die Mündungshöhe von Einfluß. Gleiche Verhältnisse finden auch bei bei geneigten Gerinnen statt, und man sieht hieraus, daß kein solches constantes Verhältniß stattfindet, wie es Navier annimmt. Berechnet man aber die Druckhöhe nicht bis in die Mitte der Mündung, sondern bis auf den Unterwasserspiegel, so kann man, wie Lesbros nachweist, dieses Geschwindigkeitsverhältniß gleich 1 setzen.

20 Centimeter Mündungshöhe								5 Cent. Mündungshöhe	
Anordnung nach Figur 16					Anordnung nach Figur 19			Anordnung nach Figur 16	
Druckhöhe über dem Mittel	Geschwindigkeitsverhältniß im Abstande von				Druckhöhe über dem Mittel	Geschwindigkeitsverhältniß im Abstande von			Druckhöhe über dem Mittel	Geschwindigkeitsverhältniß im Abstande von 5,65 Centimeter
	5 Centimeter	6 Centimeter	7 Centimeter	8 Centimeter		9 Centimeter	36 Centimeter	95 Centimeter		
Meter					Meter				Meter	
0,4005	0,8232	0,8651	0,8687	0,8842	0,9105	0,8595	0,9841	0,9643	0,2125	0,9694
0,2440	0,8022	0,8381	0,8475	0,8561	0,4005	0,8657	0,9223	0,9036	0,1058	0,9475
0,1220	0,7202	0,7297	0,7443	0,7569	0,2420	"	0,8771	0,8488	"	"

Ein wichtiger Gegenstand war noch die Untersuchung des Ausflusses unter Wasser, worüber eine Versuchsreihe mit einer 20 Centimeter breiten, 5 Centimeter hohen Mündung von der Anordnung Fig. 15 angestellt wurde, indem man das Ende des 3 Meter langen, 20 Centimeter weiten horizontalen Gerinnes durch einen Ueberfall von verschiedener Höhe schloß und daher das ausfließende Wasser mehr oder weniger anstaute. Die Versuche zeigen, daß die Ausfluß-

coefficienten der Formel D unverändert bleiben, so lange der entstehende Stau den contrahirten Strahl noch nicht berührt, daß sie aber nur 97 Procent von denjenigen bei freiem Gerinnende betragen, wenn der Stau bis in die Winkel der Mündung spielt, daß sie bis auf 90,6 Procent reducirt werden, wenn der Stau die Winkel ganz ausfüllt und bis an die obere Mündungskante spielt, daß sie endlich ferner regelmäßig abnehmen, je mehr der Stau die Mündung bedeckt, oder je größer das Verhältniß der Druckhöhe unterhalb der Mündung c gegen die Druckhöhe über der oberen Mündungskante C oberhalb der Mündung ausfällt.

Kann auch nicht behauptet werden, daß für alle Arten von Mündungen dieselben Verhältnisse gelten werden, so mag doch hier nachstehendes Täfelchen Platz finden, welches das Verhältniß $\frac{\alpha}{\beta}$ des Ausflußcoefficienten der Formel D bei gesperrtem Gerinnende oder Ausfluß unter Wasser zu demjenigen bei freiem Gerinnende für verschiedene Werthe des Quotienten $\frac{c}{C}$ aus der Druckhöhe über der oberen Mündungskante unterhalb der Mündung durch die Druckhöhe oberhalb der Mündung angiebt.

$\frac{c}{C}$	$\frac{\alpha}{\beta}$	$\frac{c}{C}$	$\frac{\alpha}{\beta}$	$\frac{c}{C}$	$\frac{\alpha}{\beta}$
0,537	0,906	0,660	0,692	0,840	0,477
0,540	0,882	0,680	0,674	0,860	0,442
0,550	0,846	0,700	0,656	0,880	0,402
0,560	0,827	0,720	0,633	0,900	0,352
0,570	0,813	0,740	0,612	0,920	0,297
0,580	0,796	0,760	0,590	0,940	0,236
0,590	0,778	0,780	0,566	0,960	0,166
0,600	0,763	0,800	0,540	0,980	0,086
0,620	0,734	0,820	0,512	1,000	0,000
0,640	0,714				

Die Druckhöhe c ist dabei an der höchsten Stelle des Staues, die Druckhöhe C im völlig stillstehenden Wasser zu messen. Die Berechnung der Versuche nach den weiter oben angeführten anderen Formeln gab durchaus kein günstigeres Resultat, als die Formel D.

Was nun zweitens die Ueberfälle und überfallähnlichen Oeffnungen betrifft, so zeigt sich bei Ueberfällen von 20 Centim. Breite, daß die Coefficienten der Ausflußformel d um so größer werden, je näher die Wände an die Mündung treten und daß dieser Einfluß erst verschwindet, wenn die Breite der Wand, in welcher der Ueberfall eingeschnitten ist, mehr als 6,4 mal so groß ist, als die Breite des Ueberfalles. (Man vergleiche die Coefficienten für die Ueberfälle nach den Anordnungen Fig. 2, 3, 8, 9, 10 mit denjenigen für Fig. 1.) Die Coefficienten fallen aber wieder kleiner aus, wenn die Oeffnung bis auf den Boden niederreicht, wie bei Fig. 6, oder wenn die Seitenwände kürzer sind, wie bei Fig. 13, wo der Strahl nach seinem Eintritt in den verengten Canal vor der Oeffnung sich so contrahirt, daß er durch die eigentliche Austrittsöffnung nicht voll ausfließt. Doch tritt letztere Verminderung selbst bei der Anordnung in Fig. 14 ein, wo doch voller Ausfluß stattfindet. Geht der Ausschnitt bis auf den Boden nieder, ist er aber dabei von den Seitenwänden genügend entfernt, wie bei Fig. 4, so finden nur bei ganz geringen Druckhöhen kleinere Coefficienten statt, als bei Ueberfällen in der dünnen Wand, bei höheren Druckhöhen sind sie etwas größer; wird bei solchen Mündungen die Contraction an den Seiten unvollkommen (Fig. 5 und 6), so wird die Ausflußmenge geringer. Ueberhaupt unterscheiden sich die wirklichen Ueberfälle von denjenigen, welche bis auf den Boden niedergehen, dadurch, daß die Coefficienten bei ersteren mit abnehmender Druckhöhe wachsen, bei letzteren aber abnehmen; die Ausflußmenge verringert sich also, wenn die Contraction auf allen 3 Seiten zugleich, oder an der Basis und einer Seitenkante aufgehoben wird, und sie vermehrt sich, wenn die Contraction nur an der Basis oder an den beiden Seitenkanten aufgehoben wird. Durch Benutzung seiner eigenen Versuche mit Ueberfällen über die ganze Wand und der Versuche von Castel sucht Lesbros zu bestimmen, in welchem Grade sich die Ausflußmengen mit der Höhe des Ueberfallbretes vergrößern, und schließt daraus, daß bei 5 und mehr Centimeter Druckhöhe die Höhe des Ueberfallbretes circa 25 Centimeter betragen muß, wenn die Nähe des Bodens keinen Einfluß mehr ausüben soll, daß sie aber bei geringeren Druckhöhen bedeutender sein müsse, ebenso wie bei geringeren Druckhöhen der Einfluß der Seitenwände länger bemerkbar bleibe. Die Discussion der Versuche von Castel führt ferner zu dem Ergebniß, daß bei solchen Ueberfällen, deren Breite nur $\frac{1}{10}$ oder weniger von der Breite der Wand beträgt, die Ausflußcoefficienten mit der Breite des Ueberfalles abnehmen, über 8 Centimeter Breite hinaus aber constant bleiben, Lesbros legt aber dieser Bemerkung, da sie nicht auf specielle Versuche begründet ist, auch kein absolutes Vertrauen bei.

Ein Ueberfall in der dicken Wand (5 Centim. stark) von 60 Centimeter Breite, der sich mit dem Ueberfalle nach Fig. 3 vergleichen läßt, zeigt, wie man aus Tab. XXXIX und XLI ersieht, daß die Coefficienten der Formel d anfangs etwas höher, dann etwas niedriger ausfallen, als beim Ueberfalle nach Fig. 3 und sich zu den Coefficienten für letzteren Fall analog verhalten, wie die Coefficienten der Ueberfälle Fig. 4 und 1 sich verhalten, daß also die größere Dicke der Schwelle gewissermaßen so wirkt, als wäre keine Schwelle vorhanden. Die Berechnung der Coefficienten nach der Formel $D = l(h - h_1)\sqrt{2g\left(\frac{h + h'}{2}\right)}$, wie sie bei

den Tabellen XL und XLI beigefügt ist, bietet keine Vortheile, ob sie gleich, wie Lesbros für die Ueberfälle nach Fig. 6, 13 und 14 im Vergleich zu Ueberfällen nach Fig. 9 und 10 zeigt, die Gesetze des Ausflusses richtiger darzustellen scheint, als die Formel d.

Befinden sich vor den Ueberfällen noch Gerinne von gleicher Weite (Tabelle XLII), so fallen die Coefficienten viel niedriger aus, selbst wenn das Gerinne nur 2,5 Meter Länge und $\frac{1}{10}$ Neigung besitzt. Wie bei freiem Ausflusse vermehrt sich die Ausflußmenge, wenn man bei wirklichen Ueberfällen die Contraction an den Seiten aufhebt (Fig. 15, 20, 21), dagegen vermindert sie sich, wenn bei solchen Ausflußöffnungen, an deren Seiten keine Contraction stattfindet, auch noch die Contraction am Boden aufgehoben wird (Fig. 16 und 19). Während dagegen bei freiem Ausflusse für solche Ueberfälle, an deren Seiten Contraction stattfindet, durch Aufhebung der Contraction an der Schwelle die Ausflußmenge nur bei geringen Druckhöhen eine Verminderung erfährt, so tritt bei Ueberfällen mit vorgestoßenem Gerinne eine Verminderung schon mit 16 Centimeter Druckhöhe ein.

Ueber den Ausfluß unter Wasser, wo der Unterwasserspiegel höher als die Ueberfallschwelle ist, hatte Dubuat die Formel $1C\sqrt{2g(C-c)}$ für die Ausflußmenge angegeben, in welcher C die um die Geschwindigkeitshöhe vermehrte Druckhöhe vor dem Ueberfalle und c die Druckhöhe unterhalb des Ueberfalles bedeutet, aber Lesbros findet sie durchaus unanwendbar, indem sie keineswegs den Erscheinungen entspricht, welche bei den Anordnungen Fig. 6, 7, 9, 10, 19, 21 an der Uebergangstelle aus dem Reservoir in den Canal vor dem Ueberfalle zu beobachten waren, und von ihm durch sorgfältige Aufnahme der Strahlenprofile ermittelt wurden. Er ist der Meinung, daß die Druckhöhe c nicht an der Stelle des größten Staues, sondern vielmehr an der Stelle der geringsten Wassertiefe, da, wo der Strahl in das Unterwasser übergeht, zu messen sei, und stellt daher die Ausflußformel $D_1 = 1h\sqrt{2g(h-n)}$ auf, worin h die Druckhöhe oberhalb des Ueberfalles und n die Druckhöhe unterhalb desselben an der niedrigsten Stelle des Unterwasserspiegels bedeutet. Seine Versuche beziehen sich auf die Anordnungen nach Fig. 6, 19 und 10, wovon erstere Beide identisch sind; die Coefficienten der Formel D_1 zeigen eine gesetzmäßige Abhängigkeit von dem Verhältniß $\frac{h-n}{h}$ und dürften für ähnliche Fälle zuverlässig anwendbar sein, weshalb sie in Tabelle XLIII mitgetheilt worden sind.

Führen wir zum Schluß dieser Bemerkungen noch an, in welcher Art Lesbros von den vorstehenden Tabellen Gebrauch zu machen räth. Hat man Mündungen oder Ueberfälle von derselben Art, als die in den Tabellen angeführten, so construire man aus den zunächst gelegenen Größen der Tabelle eine Curve, indem man die Lesbros'schen Mündungshöhen als Abscissen und die der gegebenen Druckhöhe und Anordnung entsprechenden Coefficienten als Ordinaten aufträgt, suche dann in der Abscissenlinie die Mündungshöhe auf, so giebt die zugehörige Ordinate den gesuchten Coefficienten. Ist die Mündung aber nicht genau von der Art der von Lesbros angewendeten Mündungen, so suche man diejenigen beiden Anordnungen auf, zwischen welche sie etwa hineinfällt, führe für beide die vorstehende Construction aus und nehme von den erhaltenen Resultaten das Mittel oder einen entsprechenden Theil.

Bei den Ueberfällen unterscheidet man zunächst zwei Fälle, je nachdem die Ueberfallbreite kleiner oder größer als $\frac{1}{10}$ der Wandbreite ist. Bei ersterem sind die Coefficienten der Formel d unabhängig von der Breite, sobald diese mehr als 8 Centimeter beträgt, und es gelten dafür die Coefficienten des Ueberfalles Fig. 1 oder Fig. 4 oder fallen zwischen beide hinein, wenn die Höhe des Ueberfallbretes geringer als 54 Centimeter ist. Ist die Ueberfallbreite geringer als 8 Centimeter, so bestimmt man die Coefficienten durch Interpolation zwischen die Coefficienten der Tabellen XXXIX und XL. Ist aber zweitens die Ueberfallbreite größer als $^1/_{10}$ der Wandbreite, so bestimmt man die Coefficienten durch Interpolation zwischen diejenigen, welche den Figuren 3, 9 und 10 entsprechen, sofern der Abstand der Schwelle über dem Boden 54 Centimeter beträgt, aber wenn dieselbe nicht so hoch liegt, so reducirt man erst diese Coefficienten, wobei man das Verhältniß, welches zwischen den Anordnungen nach Fig. 6 und Fig. 9 stattfindet, zu Grunde legt.

Obwohl der Eindruck des vorstehend in einem gedrängten Auszuge mitgetheilten Werkes, namentlich in theoretischer Beziehung noch nicht vollkommen genügend ist, indem dasselbe lediglich eine große Masse von Beobachtungsdaten, ohne allen Versuch einer Theorie enthält, so darf man hierauf doch keinen zu harten Vorwurf für den Verfasser begründen. In der That können selbst sehr befähigte Theoretiker beim Anblick der oben mitgetheilten Tabellen den Muth verlieren, eine Theorie aufzusuchen, welche auch nur die am meisten verwandten, geschweige denn alle Erscheinungen des Ausflusses zu subsumiren vermöchten. Am meisten hat gewiß Herr Professor Weisbach in dieser Beziehung geleistet, aber der Vergleich mit den Versuchen von Lesbros zeigt nicht durchgängig eine befriedigende Uebereinstimmung. Berechnet man z. B. die Versuche nach der Anordnung Fig. 9 nach der Weisbach'schen Formel für den Ausfluß durch Mündungen bei bewegtem Wasser (vgl.

Weisbach, Maschinen- und Ingenieur-Mechanik, 3. Aufl., Bd. I, §. 384), so findet man für eine Mündung von 20 Centimeter Breite und 10 Centimeter Höhe unter einer

Druckhöhe von	5	10	15 Centim.
also bei dem Querschnittsverhältniß	0,120	0,113	0,106 "
das Verhältniß $\frac{\mu_n - \mu_0}{\mu_0}$	0,009	0,007	0,006 "
während Lesbros beobachtet hat			
die Ausflußcoefficienten μ_n	0,634	0,635	0,635 "
und μ_0	0,605	0,611	0,613 "
also das Verhältniß $\frac{\mu_n - \mu_0}{\mu_0}$	0,048	0,039	0,036 "

Jedenfalls liegt der Grund dieser auffallenden Differenz in der verschiedenen Höhe bei welcher die Mündungen von Lesbros und Weisbach über dem Boden des Reservoirs lagen, eine Höhe, welche bei Lesbros 54 Centimeter, bei dem letzteren Beobachter aber durchschnittlich vielleicht nur 15 Centimeter betrug.

Ein Vorwurf, welcher aber mit Recht den Versuchen von Lesbros gemacht werden muß, ist der, daß sie trotz aller darauf verwandten Umsicht und Sorgfalt weder den Bedürfnissen der Theorie noch denjenigen der Praxis genügend Rechnung tragen. Der Theoretiker wird es nämlich tadeln, daß der Einfluß der Entfernung des Bodens von der Mündung nicht mindestens in gleicher Weise experimentell zu ergründen versucht wurde, als es mit der Entfernung der Seitenwände geschehen ist; er wird Versuche über eine mittlere Entfernung der Seitenwände von 5, 10, 20 Centimeter vermissen, da der Sprung zwischen einem Abstande von 2 Centimetern zu dem Abstande von 54 Centimetern gar nicht ausgefüllt ist; ebenso wären Versuche über die partielle Contraction viel wünschenswerther gewesen, als sehr viele der angestellten Versuche.

Der Praktiker sieht vollends seinen Bedürfnissen gar nicht Rechnung getragen; denn einmal sind die Mündungen und Ueberfälle von so geringer Breite, daß der Zweifel aufsteigt, ob bei größeren Breiten dieselben Coefficienten gültig seien, dann sind die Verhältnisse zwischen diesen Breiten und den Breiten der Wand viel kleiner, als sie in der Praxis vorzukommen pflegen; ebenso ist die Art und Weise der Anordnung fast durchaus eine wenig praktische, selbst bei den in Fig. A bis D dargestellten Schützen, weil die untere Kante der Mündungen zu hoch über dem Boden liegt; endlich fehlen Versuche über geneigte Schützen und Ueberfälle, und über den Einfluß der Abrundung der Mündungs- und Ueberfallkanten.

Wir müssen daher auch diesen Bericht über neuere hydraulische Arbeiten mit dem Wunsche schließen, daß die vorhandenen vielen Zweifel und Lücken in unseren hydraulischen Theorieen durch geeignete Versuche recht bald gelichtet, oder daß wenigstens das vorhandene Material einmal im Zusammenhang kritisch bearbeitet werden möchte, und können dem Praktiker die Weisbach'schen Arbeiten immer noch als diejenigen empfehlen, welche seine Bedürfnisse am meisten zu befriedigen im Stande sind.

Wasserstandzeiger mit selbstthätigem Abschluß.

Von

F. Reuleaux,

Professor der Maschinenbaukunde am eidgenössischen Polytechnikum zu Zurich.

(Hierzu Tafel 14, Figur 1 bis 4.)

Der gebräuchliche Wasserstandzeiger für Dampfkessel ist bekanntlich eine Vorrichtung, bei welcher einem senkrecht stehenden Glasrohr am oberen Ende Dampf, am unteren Wasser aus dem betreffenden Dampfkessel zugeführt wird; der Wasserstand wird unmittelbar in dem Glasrohr beobachtet, weshalb man den Apparat so anbringt, daß die Mitte des Glasrohres sich in der Höhe des mittleren Wasserstandes befindet. Die Enden des Rohres werden von besonderen Hahnstücken gehalten, welche für das bequeme Einsetzen des Rohres und das Reinigen des Apparates besonders vorgerichtet sind.

Die Leichtigkeit, mit welcher dieser Apparat beobachtet werden kann, und die Sicherheit, mit welcher er den Wasserstand im Kessel angiebt, haben seine allgemeine Einführung zur Folge gehabt. Doch hat derselbe, ungeachtet seiner häufigen Anwendung immer noch einige Mängel, welche oftmals beim Dampfkesselbetrieb störend auftreten. Hauptsächlich begegnet es sehr leicht, daß das Glasrohr zerspringt,

wenn es nicht mit großer Vorsicht behandelt wird. Die Folgen hiervon sind meist sehr unangenehm. Die heftig ausströmenden Dämpfe und das mit großer Kraft herausgeschleuderte siedende Wasser machen es fast unmöglich, die Hähne zu schließen, oder veranlassen wenigstens dabei nicht selten, daß sich die Heizer schlimm verletzen. Gelingt es nicht, das Entweichen von Wasser und Dampf zu verhindern, so entleert sich der Kessel unaufhaltsam durch die Oeffnungen, welche das Glasrohr vorher geschlossen hielt.

Man hat Mancherlei versucht, um der Zerbrechlichkeit des Glasrohres vorzubeugen. Zunächst sucht man die Hahnstücke womöglich so zu befestigen, daß sie sich nicht schief gegen einander stellen können, und daß beim Warmwerden der Theile keine schädlichen Verschiebungen derselben entstehen können. Dieses veranlaßt bei den meisten Arten der Landdampfkessel die Anbringung eines besonderen festen Gußstückes hinter dem Wasserstandzeiger, an welches die Hahnstücke des letzteren angeschraubt werden. In vielen Fällen mußte das Springen des Glasrohres, wo es dennoch vorkam, zum guten Theil der Abkühlung durch Zugwind zugeschrieben werden, weshalb man dazu kam, das Rohr mit einem den Luftzug abhaltenden Blechgehäuse zu umgeben. Dies hat auch meistens guten Erfolg; freilich verunziert es zugleich den sonst in gefälliger Form ausgeführten Apparat nicht wenig. Oft ist auch die Ursache des Berstens in der verfehlten Anfertigung des Glasrohres zu suchen, welchem Mangel man aber meist dadurch abhelfen kann, daß man das Rohr vor dem Einsetzen in ein Bad von siedendem Oel bringt. Allen diesen Vorsichtsmaßregeln zum Trotz kommt das Zerspringen der Röhren immer noch häufig genug vor, um zum Anbringen oder zum Ersinnen von Vorrichtungen zu veranlassen, vermöge deren man wenigstens gleich nach geschehenem Unfall Dampf und Wasser absperren kann. Scholl räth zu diesem Behuf eine schellenzugartige Vorrichtung an, *) mit welcher man die Hahnschlüssel von einem entfernten Standpunkt aus in Bewegung zu setzen im Stande ist; allein es scheinen mit einer solchen Einrichtung auch noch Uebelstände verbunden zu sein. Einmal gehen die Hähne häufig sehr schwer, so daß sie sich nur mit großer Gewalt drehen lassen, und daß selbst die Anbringung schwerer Gewichte, welche im Falle des Berstens des Rohres nur auszulösen sind, nicht den gewünschten Erfolg hat; dann aber ist auch die Einrichtung meist unbequem herzustellen, und fällt namentlich da sehr verwickelt aus, wo, wie z. B. bei großen Maschinenanlagen, viele nebeneinanderliegende Kessel damit zu versehen sind. Man findet die Einrichtung wenigstens selten ausgeführt.

*) Siehe Scholl's „Führer des Maschinisten", Braunschweig bei Vieweg, 4. Auflage. S. 134.

Auch hat man eine Sicherheitsvorrichtung vorgeschlagen, bei welcher ein sich gegen das Glasrohr stützender Hebel die Bestimmung hat, beim Zerspringen des Rohres ein die Hähne schließendes Gewicht auszulösen. Doch möchte auch dieses für den staubigen Kesselvorplatz nicht einfach genug, und zudem wegen des erwähnten Schwergehens der Hahnschlüssel nicht immer wirksam sein.

Ueberzeugt von der Wichtigkeit, welche ein guter Wasserstandzeiger für den Dampfkesselbetrieb hat, versuchte der Einsender einen Wasserstandzeiger zu construiren, bei welchem die obenerwähnten Mängel sämmtlich vollständig beseitigt sind. Derselbe ist in den Figuren 1 bis 4, Tafel 14, dargestellt. Er weicht in zwei Hauptrichtungen von der gebräuchlichen Construction ab:

1. Dampf und Wasser werden dem Glasrohr beide vom unteren Ende aus zugeführt. Dadurch wird es zuläßig, das Rohr nur unten durch eine Stopfbüchse gehen zu lassen, wodurch denn alle Gefahr des Zerspringens, welche durch das Schiefdrücken des Rohres entsteht, von selbst wegfällt; das feste Gußstück zum Tragen der Hahnstücke wird mithin überflüssig.

2. Bei dennoch eintretendem Zerspringen des Rohres verschließt der sich in Bewegung setzende Wasserstrom sogleich selbst seinen Ausgang mittelst eines Ventiles. Der noch bleibende Ausweg für den Dampf ist so eng, daß das Entweichen desselben ganz unschädlich und ungefährlich ist, so daß Dampf- und Wasserhahn ganz bequem abgeschlossen werden können.

Das Glasrohr A steht nur an seinem unteren Ende mit dem Dampfkessel in Verbindung; am oberen Ende ist es verschlossen, entweder, wie hier gezeichnet, zugeschmolzen, oder auch mittelst einer aufgelegten Metallplatte und Gummidichtung abgesperrt. B ist ein enges Messingröhrchen, welches den Dampf bis in die Kuppel von A leitet. Der Dampf wird ihm durch den seitlich eintretenden Canal C zugeführt; zu dem Hahn D gelangt der Dampf durch ein aus dem Dampfraum des Kessels herabgeleitetes Röhrchen. Der Hohlraum über dem Canal C steht mit dem darunter befindlichen durch die in Figur 3 sichtbaren Oeffnungen in freier Verbindung. Will man sich die besondere Mühe geben, so kann man die zwischen den Bohrungen stehenden Stege auch noch entfernen, wodurch der Verbindungsweg noch unbeengter werden würde.

Zwischen den Räumen E und H liegt der Ventilsitz F, dessen Ventil G im normalen Zustand des Apparates bei l aufruht. Hier sind seitlich neben der Kugel Einschnitte angebracht, durch welche das Wasser sich ungehindert nach oben und unten bewegen kann. Durch den Wasserhahn K steht der Raum H mit dem Wasserraum des Kessels in

Verbindung; ein Reinigungshahn L gestattet das Entleeren und Ausblasen des Apparates.

Das Glasrohr A erfährt durch die Spannung, welche im Kessel herrscht, stets einen Druck nach oben, der es aus der Stopfbüchse bei P hinauszutreiben sucht; und zwar ist dieser Druck bei der vorliegenden Construction proportional der Grundfläche des Rohres, kann also bei hoher Dampfspannung ziemlich hoch steigen. Um das Hinaufgehen des Rohres zu verhindern, ist das über dem Rohre befindliche Stück O durch eine Messingbüchse M mit der Kapselmutter P fest verbunden, welche letztere die wie gewöhnlich eingerichtete Gummipackung des Rohres niederzupressen hat. Der Druck der Stellschraube Q auf die Kuppel des Rohres, der durch ein untergelegtes Gummipolster vermittelt ist, hält nun dem Drucke, den das Kesselwasser von unten gegen das Rohr ausübt, das Gleichgewicht.

Um die Hülse M herum ist eine zweite, N, angebracht, welche von oben herab aufgeschoben wird und M gerade fest genug umschließt, daß man sie noch mit der Hand drehen kann. Beide Hülsen sind um etwas weniger als einen Viertelkreis schlitzförmig ausgeschnitten; sie bilden auf diese Weise eine das Rohr A einhüllende, nach Belieben verschließbare Kapsel, welche dasselbe vollständig vor Zugwind zu schützen im Stande ist. Will man den Wasserstand beobachten, so braucht man nur die Schlitze, wie sie in Fig. 2 gezeichnet sind, übereinander zu bringen; sie gestatten alsdann eine ganz ungehinderte Besichtigung des Rohres. Zwei an der äußeren Hülse angebrachte Spitzen zeigen dabei die dem mittleren Wasserstand entsprechende Höhe an. Soll die Kapsel geschlossen werden, so verstellt man wieder N um einen Viertelkreis, wie es Figur 4 zeigt, worauf die vollen Theile der äußeren Hülse die Schlitze der inneren wiederum verdecken.

Das Spiel des Apparates ist das folgende. Sind seine beiden Zugänge geöffnet, so tritt das Wasser durch H und E, der Dampf durch B in die Glasröhre, wobei sich der Wasserspiegel so hoch erhebt, und fortan stets so stellt, wie er im Innern des Kessels steht. Das Ventil G bleibt dabei ruhig liegen, da es von allen Seiten gleich stark gedrückt wird. Will man den Wassercanal reinigen, so schließt man D und öffnet L, worauf das Wasser vom Kesseldruck durch L hinausgetrieben wird, und allfällig in die Röhre gekommene Unreinigkeiten mit hinausführt. Soll der Dampfweg ausgeblasen werden, so schließt man H und öffnet D und L, worauf der Dampfdruck das noch im Rohre befindliche Wasser nach unten und durch L hinauspreßt. Beobachtung und Reinigung des Apparates können also ganz ebenso bequem und überhaupt in derselben Weise geschehen, wie früher. Tritt aber der Fall ein, daß das Glasrohr zerspringt, so beginnen zunächst Dampf und Wasser auszuströmen. Dabei setzt sich das Wasser von H nach E hin in Bewegung; zugleich hört der Dampfdruck von oben an dieser Stelle auf, so daß das Hinausströmen gleich sehr rasch zu werden anfängt; dadurch aber wird die Kugel G, welche jetzt nur noch von unten gepreßt wird, ergriffen, mit in die Höhe geführt und in den Ventilsitz E hineingetrieben. Hier, in der in Fig. 1 punktirten Stellung, wird sie alsdann von dem Wasserdruck festgehalten, wobei sie aber dem Wasser selbst den Ausweg versperrt. Durch das Röhrchen B strömt während dessen der Dampf aus, kann aber durch die enge Oeffnung nur in geringer Menge entweichen. Auch wäre es nicht einmal zweckmäßig, den Dampfweg mit einer besprochenen ähnlichen Abschlußvorrichtung zu versehen, indem das stattfindende Ausströmen auf den vorgefallenen Bruch aufmerksam macht. Man kann nun beide Hähne sehr leicht zustellen und ein neues Rohr einsetzen. Wollte man noch eine besondere Warn-Vorrichtung anbringen, so brauchte man nur das obere Ende des Röhrchens B in eine kleine Pfeife auslaufen zu lassen; diese würde dann beim Ausströmen von Dampf ertönen und dadurch noch deutlicher auf das Vorgefallene aufmerksam machen.

Als Ventil bei E kann man eine gewöhnliche Steinkugel, einen sogenannten Klicker, oder besser eine Achatkugel benutzen. Auch ließe sich leicht ein Messingventilchen mit Kegelsitz anwenden. Der ganze Wasserstandzeiger ist nicht theurer als der gebräuchliche, in manchen Fällen wird er sogar noch billiger zu stehen kommen.

Ueber Hubgeschwindigkeit der Dampfhämmer, und die Vergrößerung derselben durch die Anwendung der Expansion auf den Oberdampf.

Von

Ingenieur **W. Schliphake** in Breslau.

(Hierzu Tafel 14, Fig. 5 und 6.)

Bekanntlich wendet man bei Dampfhämmern, um die Anzahl der Schläge zu vermehren, die Einrichtung an, daß man, wenn der Kolben bis zu einer gewissen Höhe gestiegen ist, den wirksamen Dampf abblasen, und nun entweder von dem Kolben ein Quantum atmosphärischer Luft zusammenpressen läßt, oder frischen Dampf über denselben leitet. Die Nasmyth'schen Dampfhämmer, welche man gewöhnlich anwendet, haben deshalb im Cylinder eine Anzahl kleiner Oeffnungen o, wie sie die Skizze Figur 5 zeigt, ist der Kolben bis an dieselben gestiegen, so entweicht der unter demselben befindliche Dampf aus dem Ausgangscanale durch das Spiel der Steuerung, und der Kolben drückt die im oberen Theile des Cylinders befindliche Luft zusammen, wodurch seine Steighöhe bedeutend verkürzt wird, er fällt dann schnell wieder bis zu den Oeffnungen o, und folgt von da ab bei seinem Falle nur der Wirkung der Schwere. Dasselbe findet statt bei der Anwendung von Oberdampf. Vermittelst einer kleinen Coulisse, die an dem Bär befestigt ist, bewegt man durch einen Hebel einen besonderen Dampfschieber, der in dem Augenblicke Dampf über den Kolben läßt, wo dieser steigend die Oeffnungen o erreicht hat und den Dampf wieder abschneidet, wenn der Kolben fallend in derselben Höhe sich befindet. Der Oberdampf entweicht nun durch die Oeffnungen o, und der Hammer folgt bei seinem ferneren Falle ebenfalls nur der Wirkung der Schwere.

Betrachtet man die Wirkungsweise des Dampfes auf den Hammer, ohne die Reibungswiderstände in Betracht zu ziehen, und nimmt man an, der Dampfdruck überwiege das Gewicht des Hammers a-mal, so ist, da der Druck des Dampfes constant angenommen ist, die Beschleunigung, die der Dampf dem Hammer ertheilt, $= ag$. Beim Steigen des Kolbens wirkt auf den Hammer dann die Schwere mit der Beschleunigung g abwärts, der Dampf aber mit der Beschleunigung ag aufwärts, die treibende Kraft nach oben hat also eine Beschleunigung $= (a-1)\,g$. Ist der Kolben bis zu den Oeffnungen o gelangt, so ist seine Geschwindigkeit: $v^1 = \sqrt{2\,(a-1)\,gh}$, wenn h die Höhe von o über dem tiefsten Stande des Kolbens bedeutet. Bei der Anwendung von Oberdampf wirkt nun eine Kraft mit der Beschleunigung $(a+1)\,g$ abwärts, und der Kolben, indem er noch bis zu der Höhe

$$h_1 = \frac{2\,(a-1)\,gh}{2\,(a+1)\,g} = \frac{(a-1)\,h}{a+1}$$

steigt, kommt zur Ruhe, folgt dann dieser beschleunigenden Kraft, und kommt am Ende der Höhe h^1 mit derselben Geschwindigkeit an, die er beim Aufsteigen hatte. Der Oberdampf bläst nun ab, und es wirkt auf den Hammer blos die Schwere mit der Beschleunigung g auf die Höhe h, und da der Kolben die Anfangsgeschwindigkeit

$$v^1 = \sqrt{2\,(a-1)\,gh}$$

hat, so ist seine Endgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{2\,(a-1)\,gh + 2gh} = \sqrt{2\,agh}.$$

Aus der Gleichung für die Höhe h^1 ersieht man, daß diese um so größer ist, daß also der Hammer, vermöge seiner lebendigen Kraft, um so höher steigt, je größer a ist. Gewöhnlich variirt h zwischen 2 und 2,5. Nimmt man $a = 2$, so ist $h^1 = \frac{1}{3}h$. Man ersieht aus der Entwickelung ferner, daß durch die Anwendung des Oberdampfes weiter nichts erlangt wird, als daß die Steighöhe h^1, die der Hammer durch seine lebendige Kraft durchläuft, abgekürzt wird. Dasselbe erlangt man auch durch die Anwendung von Luftpuffern, ja man kann durch dieselben die Höhe h^1 noch mehr abkürzen, als dies durch Oberdampf geschehen kann, wenn man nur den oberen Theil des Dampfcylinders klein genug macht, man hat nur den Nachtheil, daß der Dampfcylinder durch Einströmen von kalter Luft zu sehr abgekühlt wird.

Die Anordnung mit Oberdampf läßt sich nun aber bedeutend verbessern, wenn man letzteren expandiren läßt. Wie dies erreicht werden kann, zeigt Fig. 6. Die Oeffnungen o bleiben hierbei ganz weg, das Ausströmen des Dampfes geschieht nur durch die Steuerung und den Auslaßcanal u, der in die Atmosphäre mündet. e ist der Canal, durch welchen frischer Dampf unter den Kolben geführt und d ein kleiner Canal, der mit dem oberen Theile des Cylinders in Verbindung steht, und der beim höchsten Stande des Dampfschiebers von dem Rande desselben bedeckt wird, so daß niemals frischer Dampf in ihn gelangen

kann, der jedoch beim tiefſten Stande des Schiebers mit dem Ausgangscanale communicirt, ſo daß nach dem Aufſchlagen des Hammers und der darauf erfolgten Umſteuerung der Oberdampf durch ihn entweichen kann. Das Einlaſſen des Dampfes über den Kolben und das Abſchließen deſſelben erfolgt wie ſonſt. Bei dieſer Einrichtung kann alſo der Oberdampf bis zu Ende des Kolbenlaufes expandiren, und dann in die Atmoſphäre entweichen.

Durch die Expanſion erlangt man eine Geſchwindigkeit des Hammers beim Aufſchlagen von

$$v = \sqrt{2\,(a-1)\,gh + 2\left(1+\frac{3}{5}a\right)gh},$$

denn der Kolben hatte beim Fallen da, wo die Einſtrömung des Oberdampfes aufhört, eine Anfangsgeſchwindigkeit von $v^1 = \sqrt{2\,(a-1)\,gh}$, und es wirkt von da an niederwärts auf ihn eine Beſchleunigung mindeſtens $= g + \frac{3}{5}ag$. Nimmt man nämlich a zwiſchen 2 und 2,5 und $h^1 = \frac{1}{3}h$ an, ſo erhält man als mittlere Spannung bei der Expanſion, nach der Pambour'ſchen Formeln mindeſtens $\frac{3}{5}$ der Geſammtſpannung. Aus obiger Formel ergiebt ſich

$$v = 4\sqrt{\frac{1}{5}agh}.$$

Ohne Anwendung von Expanſion ergab ſich:

$$v = \sqrt{2agh}.$$

Vergleicht man beide Formeln durch ein Beiſpiel, und nimmt $a = 2$ und $\sqrt{gh} = 9$ Fuß, ſo ergiebt ſich in erſterem Falle $v = 22{,}5$ Fuß und im letzteren $v = 18$ Fuß. Demnach iſt die Geſchwindigkeit des Hammers nicht unbedeutend größer, und alſo dadurch ſchon vortheilhafter, abgeſehen davon, daß der Hammer bei Anwendung von Expanſion auch weit ſchneller fällt.

Die Zeit des Fallens nun für die Höhe h beträgt bei Anwendung von Expanſion

$$t = \sqrt{\frac{2h}{\left(1+\frac{3}{5}a\right)g}},$$

und ohne Expanſion

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}.$$

Nimmt man wieder $a = 2$ und $\sqrt{\frac{h}{g}} = 0{,}3$ Fuß, ſo erhält man in erſterem Falle

$t = 0{,}270$ Secunden, in letzterem
$t = 0{,}423$ Secunden.

Erfolgt in jeder Secunde ein Schlag bei dem Hammer ohne Expanſion, ſo macht bei 1000 Schlägen deſſelben der Expanſionshammer unter gleichen Bedingungen 153 Schläge mehr.

Schließlich mag noch bemerkt werden, daß bei der Conſtruction des Dampfſchiebers darauf geachtet werden muß, daß im Canal d derſelbe Druck bei der Wirkung des Oberdampfes herrſcht, wie im Schieberkaſten.

Die verticale Doppelturbine

des Kaiſerl. Ruſſ. Oberſtlieutenant des Bergingenieur-Corps, Herrn W. v. Raſchkoff,

beſchrieben von

K. R. Bornemann.

(Hierzu Tafel 15.)

Nach einer an Herrn Bergrath Weisbach gelangten brieflichen Mittheilung vom 5. Januar 1855 hat der Kaiſ. Ruſſ. Oberſtlieutenant im Bergingenieur-Corps, Herr W. v. Raſchkoff, mehrfach zu großer Befriedigung verticale Doppelturbinen nach Jonval's Syſtem gebaut, deren eigenthümliche Conſtruction ſehr beachtenswerth erſcheint, ſo daß wir uns freuen, auf Tafel 10 die Zeichnung einer ſeit Monat Mai 1854 auf dem Münzhofe in Catharinenburg im Gange befindlichen derartigen Doppelturbine mittheilen zu können.

Figur 1 giebt einen verticalen Durchſchnitt,
Figur 2 die Seitenanſicht und
Figur 3 den Grundriß

dieſer Turbine und man erſieht hieraus, daß das Weſentlichſte dieſer neuen Conſtruction darin beſteht, daß an einer horizontalen Welle zwei nach entgegengeſetzter Seite gewendete Jonval-Turbinen ſitzen, welche ein gemeinſchaftliches Zuflußrohr, aber zwei beſondere Abflußrohre haben.

Das Zuflußrohr A mündet in ein cylindriſches Mittelſtück B, zu deſſen beiden Seiten die Turbinengehäuſe C

und D liegen. In diesen Gehäusen befindet sich zunächst am Mittelstück der Leitschaufelapparat E und F der beiden dahinter liegenden Jonvalturbinen G und H, dann diese Turbinen selbst und endlich der Ansatz zu den vertical abwärts geführten Abflußröhren I und K, an deren unterem Ende die Schützenringe L und M angebracht sind. Das Mittelstück ruht mittelst eines gußeisernen Trägers a auf einem 6 Fuß über der Sohle des Abflußcanals gelegten Zimmergerüste N, die Abflußröhren werden durch Winkeleisen b, b auf demselben Gerüste befestigt und hängen übrigens frei. Am unteren Ende der aus Blech gefertigten Röhren ist ein äußerlich abgedrehter gußeiserner Ring c, d angeschraubt, über welchem sich der ausgebohrte gußeiserne und mit Stopfbüchse e, f versehene Schützenring L, M bewegt. Letzterer wird durch 2 schmiedeeiserne Stangen und eine auf dem Turbinengehäuse befestigte Schraube g mit Schwungkurbel h gezogen, und steht beim Schlusse auf einem abgedrehten gußeisernen Ringe k am Boden des Abflußcanales auf.

Der Leitschaufelapparat und die Turbinenräder sind wie bei allen Jonvalturbinen eingerichtet, sitzen aber an einer horizontalen Welle O, welche durch Stopfbüchsen l, m in den Böden der beiden Turbinengehäuse hindurch geht und außerhalb derselben in horizontalen Lagern ruht. Diese Welle nimmt auch die Vorgelegsräder auf, durch welche die Uebertragung der Kraft bewirkt wird.

Da sowohl das Mittelstück B, als die beiden Turbinengehäuse mit abnehmbaren Bodenplatten versehen sind, so kann man die Turbinen ganz bequem besuchen, die Zapfen der Welle liegen ganz frei und ebenso zugänglich sind die Vorgelegsräder, wozu nur Stirnräder und keine konischen Räder erfordert werden. Dies und die große Reinlichkeit der Aufstellung, die Bequemlichkeit der Bewegungsübertragung und der dazu benöthigte, verhältnißmäßig geringe Raum sind Vorzüge dieser Turbinenconstruction, welche den Beifall des Praktikers finden werden.

In theoretischer Beziehung hat diese Turbine vor anderen horizontalen Turbinen den Vorzug, daß bei ihr die Wirkung des Wassers in der oberen Radhälfte genau dieselbe ist, wie in der unteren Radhälfte, was namentlich bei geringen Gefällen zu beachten ist, zweitens daß das ganze Gefälle benutzt wird, und nicht die halbe Radhöhe am Gefälle verloren geht, endlich daß hierbei die Unreinlichkeit und Störung durch das am Umfange austretende Wasser gänzlich beseitigt ist. Da bei der Jonvalturbine der Weg des Wassers viel gerader ist, als bei der Combes'schen oder anderen in ähnlicher Weise aufgestellten Turbinen, und da die Leitung des Strahles eine vollkommenere ist, so wird man auch einen höheren Nutzeffect erwarten können, auch werden sie kleiner ausfallen und mehr Umgänge machen, als andere Turbinen.

Vergleicht man diese verticale Doppelturbine mit der einfachen Jonvalturbine, so wird es, wie schon erwähnt, zunächst als ein Vorzug hervorzuheben sein, daß man hier liegende statt der stehenden Zapfen bekommt, daß sich diese Zapfen im Trockenen und nicht im Wasser befinden, und daß Stirnräder statt der konischen Vorgelege angewendet werden können, und ferner ist in theoretischer Beziehung zu erwähnen, daß bei gleicher Aufschlagswassermenge die Doppelturbine ungefähr $1\frac{1}{2}$ mal so viele Umgänge macht, bei gleichem Durchmesser und Umgangszahl aber die doppelte Aufschlagsmenge consumiren kann, jedoch ist nicht zu vergessen, daß eine Doppelturbine mindestens $1\frac{1}{2}$ mal so viel kosten wird, als eine gleichstarke einfache Jonvalturbine.

Schließlich sei noch bemerkt, daß Bremsversuche an einem Modellrade dem Erfinder einen Nutzeffect von 67 Procent ergeben haben.

Horizontale Hochdruckdampfmaschine.

Von

E. Maldant,

Constructeur-mécanicien in Bordeaux

(Hierzu Tafel 16.)

Unter allen Theilen der Dampfmaschine haben diejenigen, die die Dampfvertheilung bewerkstelligen, von jeher die besondere Aufmerksamkeit der Constructeure auf sich gezogen, und daraus sind die höchst zahlreichen verschiedenen Anordnungen und die wichtigen Verbesserungen hervorgegangen, welche diese Theile bei den neueren Dampfmaschinen zeigen. Besonders ging das Bestreben dahin, durch gewisse Anordnungen der Schiebervorrichtungen die Uebelstände zu umgehen, die sich bei den gewöhnlichen Schiebern dadurch ergeben, daß der Dampf den Schieber stark

gegen den Spiegel drückt, woraus nicht nur eine große Abnutzung, ſondern auch ein beträchtlicher, aus der Ueberwindung der Reibung hervorgehender, Arbeitsverluſt reſultirt.

Maldant hatte in der Pariſer Ausſtellung eine ſchöne horizontale Maſchine ausgeſtellt, bei der die bemerkten Uebelſtände durch eine ſinnreiche Anordnung der Steuerungsvorrichtung vermieden wurden. Die Maſchine iſt auf Tafel 16 dargeſtellt.

Figur 1 iſt ein Längendurchſchnitt durch die Are des Cylinders und den Steuerungsapparat.

Figur 2. der Grundriß und Figur 3 ein Querdurchſchnitt der Schiebervorrichtung nach der Linie 1 bis 2. Figur 4 bis 7 ſind Details.

Der Cylinder A iſt ohne Dampfcanäle gegoſſen, er beſitzt nur an beiden Enden die Oeffnungen a und b, über welche die beiden Schieber B und B_1 hingleiten. Auf beiden Schiebern ruht frei das Gußſtück C, in welchem ſich der Dampfcanal c befindet, der ſonſt gewöhnlich im Cylinder ſelbſt angebracht iſt. Aus dieſem Canale führen die beiden Oeffnungen d, e den Dampf nach den Schiebern. Am oberen Theile des Stückes C befindet ſich eine Stopfbüchſe, welche ein Rohr D umfaßt. Dieſes Rohr ſteht mit dem Dampfkeſſel in Verbindung, und führt den Dampf in den Canal c, von wo aus er durch die Schieber in den Cylinder geleitet wird.

Das Rohr D iſt, wie Figur 3 zeigt, feſt mit dem Cylinder mittelſt der Bolzen l verſchraubt und ganz unabhängig von dem Stücke C, das hiernach frei auf den Schiebern ruht, die unter ihm hingleiten. Die Schieber erfahren hiernach nur den Druck, welchen das Gewicht des Stückes C ausübt, und höchſtens noch den Druck des Dampfes an den beiden Oeffnungen d und e des Canales c. Der ſchädliche Raum beſteht hier nur im Inhalte der kurzen Canäle in den Schiebern.

Jeder Schieber bildet ein Stück für ſich und enthält die beiden Canäle f und g, von denen der eine für die Zuführung, der andere für die Abführung des Dampfes dient. Die obere und untere Fläche beider Schieber ſind parallel und ſehr genau bearbeitet, um jeden Dampfverluſt zu vermeiden. Beide Schieber ſind durch die Stange G verbunden und bilden ſonach gewiſſermaßen einen Schieber, der ſeine Bewegung durch ein gewöhnliches Excentrik erhält.

Das Stück C trägt noch die beiden Rohre h, durch welche der Dampf entweicht, beide ſind von Kupfer, und mit dem Cylinder A mittelſt der Bügel j und der Bolzen j_1 feſt verbunden, welche letztere gleichzeitig die Schieber an einer ſeitlichen Bewegung hindern. Beide Röhren vereinigen ſich ſpäter und bilden dann ein einziges Rohr für die Dampfabführung. Die Verbindung der unteren Enden [illegible]e mit dem Stücke C iſt der Art, daß das letztere eine gewiſſe Beweglichkeit behält; die unteren Enden ſitzen nämlich nicht dicht auf den entſprechenden Flächen des Stückes C; der dadurch entſtehende Spalt wird ringsum durch den Kautſchukring i geſchloſſen.

Das weite Rohr D, aus welchem der Dampf in den Canal c tritt, beſteht aus zwei übereinander ſtehenden Cylindern, die durch eine Zwiſchenwand getrennt ſind. Der obere Theil iſt mit dem Dampfrohre D_1 in Verbindung und führt den Dampf durch eine Oeffnnng nach dem unteren Theile, die durch ein Ventil in der aus der Figur leicht zu überſehenden Weiſe, mehr oder weniger offen gehalten wird.

Man wird leicht die Vortheile der angenommenen Schieberanordnung erkennen. Aus dem Umſtande, daß der Dampf durch den Canal c ſtrömt, bevor er nach den Schiebern tritt, iſt erſichtlich, da er im Augenblicke der Eröffnung nicht einen ſo weiten Weg zurückzulegen hat, wie in dem Falle, wenn der ganze Canal, wie gewöhnlich, erſt hinter dem Schieber, alſo im Cylinder, liegt Ferner kann man dieſen Canal beliebig weit machen, ohne befürchten zu müſſen, den ſchädlichen Raum zu vergrößern.

Die Beweglichkeit des Stückes C geſtattet überdies ein Lüften der Schieber, im Falle durch das condenſirte Waſſer oder aus einem anderen Grunde im Cylinder plötzlich ein zu ſtarker Druck entſtehen ſollte.

In Figur 4 iſt nach der Anſicht des Conſtructeurs eine Verbeſſerung in der Conſtruction des Schiebers angegeben, indem die Durchlaßcanäle hier weniger geneigt ſind, als es bei den Schiebern in Figur 1 angenommen wurde. Der Grund dieſer Veränderung wird aus der Betrachtung von Figur 5 hervorgehen. Der Dampf drückt gegen die untere und obere Fläche der Durchlaßöffnung in der Richtung der Pfeile. Der Schieber hat dann das Beſtreben, ſich um den Punkt y_1 zu drehen, weil die Drücke, obgleich egal, doch an verſchiedenen Hebelarmen y_1x und y_1x_1 wirken, und zwar werden dieſe Drücke um ſo beträchtlicher, je größer die Neigung der Durchlaßöffnung iſt. Zwar wirkt das Gewicht des Stückes C einer Drehung des Schiebers entgegen, doch erſcheint es zweckmäßig, auch dadurch dem Uebelſtande entgegen zu treten, daß man die Richtung der Durchlaßcanäle im Schieber mehr der Verticalen nähert, wie es Figur 4 angiebt.

Das Excentric I bewegt die Schieber nicht direct, ſondern zwiſchen beiden iſt eine Vorrichtung angebracht, die zwiſchen gewiſſen Grenzen eine variable Expanſion geſtattet.

Am Ende der Excentricſtange befindet ſich ein Gleitbacken, der ſich in der Couliſſe J verſchieben läßt. Die Couliſſe J ſitzt mit ihrem unteren Ende feſt auf der Welle L (Figur 6) und auf derſelben Welle ſitzt gleichfalls feſt der Hebel K, an deſſen Ende die Schieberſtange M angeſchloſſen iſt. Das Auf- und Abſchieben des Gleitbackens und

der Couliſſe geſchieht auf folgende Weiſe. Der Gleitbacken ſteht gleichzeitig mit dem oberen Ende des Hebels N (Fig. 6) in Verbindung; dieſer Hebel iſt unten bügelförmig ausgenommen, um die Welle L frei hindurch zu laſſen, und iſt mit ſeinem unteren Ende O an den um V (Fig. 1 und 2) drehbaren Hebel VW angeſchloſſen. Es iſt nun leicht zu überſehen, daß durch die Drehung des Hebels VW mittelſt des Handgriffes W ein Steigen oder Sinken des Endpunktes O des Hebels N, alſo auch ein Verſchieben des Gleitbackens in der Couliſſe ſtattfindet. Der Hebel VW bewegt ſich an einem eingetheilten Bogen U hin, an dem die verſchiedenen Expanſionsgrade markirt ſind. Es leuchtet ein, daß der Schwingungsbogen, alſo auch der Schieberweg, um ſo größer iſt, je höher der Gleitbacken ſteht, und daß man um ſo ſtärker expandirt, je mehr man den Gleitbacken ſenkt, alſo den Hebel VW bei W hebt.

Obgleich die Haupteigenthümlichkeit der ganzen Maſchine beſonders in der Anordnung der Schiebervorrichtung beſteht, ſo fügen wir doch noch einige Worte über die übrigen Theile bei.

Der Centrifugalregulator P iſt über dem bogenförmigen Support m angebracht, der eine hohle gußeiſerne Säule trägt, durch welche die Regulatorwelle hindurchgeht; dieſe erhält ihre Bewegung von der Hauptwelle Q durch die beiden koniſchen Räder n. Von der Büchſe oder dem Muffe aus gehen zwei Zugſtangen o herab (Figur 7), die unten mit dem Winkelhebel p in Verbindung ſtehen, ſo daß durch dieſen der Zugſtange p_1, und daher der Droſſelklappe die Bewegung von der Büchſe aus ertheilt wird. Durch das Gewicht p^2 am Hebel o^1 wird das Gewicht der Büchſe und der Zugſtangen o äquilibrirt.

Die Kurbel R und die Kurbelſtange S ſind aus Schmiedeeiſen; die letztere iſt, wie bei Locomotiven, nicht rund, ſondern von vierſeitigem Querſchnitt.

Das Lager der Hauptwelle hat die in der Figur angedeutete Stellung; durch die Neigung des Deckels bezweckt man, die Schraubenbolzen mehr vor der ſchädlichen Einwirkung des horizontalen Druckes zu ſchützen.

Die Maſchine hat eine Leiſtung von 25 Pferdekraft bei 4 Atmoſphären Dampfſpannung und macht 30 bis 32 Umdrehungen in der Minute. Die Verbeſſerungen, welche Maldant an der Steuerung angebracht hat, und wie ſie im Vorſtehenden dargelegt wurden, ſind gewiß höchſt beachtenswerth und es läßt ſich erwarten, daß Verbeſſerungen nach dieſer Richtung hin bald allgemeiner anerkannt werden, daß man beſonders bei Locomotiven durch ähnliche Einrichtungen die gleichen Uebelſtände beſeitigt, die dort wegen der größeren Schieber und ihrer großen Geſchwindigkeit noch weit empfindlicher ſind.

(Armengaud, Publication industrielle, t. 10, p. 94.)

Ueber die Diagrammſteuerung.

Von

Prof. Dr. Guſtav Zeuner.

(Hierzu Tafel 17.)

Die Wichtigkeit und der Nutzen von Durchſchnittsmodellen von Bewegungsmechanismen beim Unterrichte in der Maſchinenlehre iſt ſo ſehr anerkannt, daß man in den Maſchinenmodellſammlungen techniſcher Anſtalten gewöhnlich die genannte Art von Modellen am ſtärkſten vertreten findet; nur eine Art ſolcher Modelle, und zwar die für den Dampfmaſchinenbau ſo wichtigen Steuerungen trifft man ſeltener an; gewöhnlich finden ſich nur Durchſchnittsmodelle von Steuerungen mit einem oder zwei Schiebern, wie ſie bei ſtationären Maſchinen in Anwendung kommen, und wie ſie beſonders aus der Werkſtätte des Herrn Schröder in Darmſtadt hervorgehen. Die verſchiedenen Couliſſenſteuerungen, bei denen der Schieber eine ſo complicirte Bewegung erhält, daß gerade für dieſe ein Durchſchnittsmodell beim Unterrichte vortreffliche Dienſte leiſten würde, findet man faſt gar nicht, höchſtens beſitzt die eine oder die andere Anſtalt ein Modell einer Stephenſon'ſchen Couliſſenſteuerung; von anderen Locomotivenſteuerungen, wie die von Gooch, Hawthorn, Heuſinger, Allan, Lausmann ꝛc. hat wohl noch keine techniſche Lehranſtalt Deutſchlands Modelle aufzuweiſen. Der Grund iſt leicht erklärlich, es ſind die meiſten dieſer Steuerungen neue Erfindungen, und dann würde die Anſchaffung von Durchſchnittsmodellen aller dieſer Steuerungen viel zu koſtſpielig ſein; vollends wenn man auch noch bei den Steuerungen von Stephenſon, Gooch und Allan das eine Mal offene, das andere

Mal gekreuzte Excentricſtangen in Anwendung bringen und die Modelle ſo einrichten wollte, daß ſich die Excentrics mit verſchiedenen Voreilungswinkeln aufſtecken laſſen.

Es iſt daher vielleicht Manchem unſerer Herren Collegen willkommen, Abbildung und Beſchreibung einer Vorrichtung zu erhalten, wie wir ſie, Herr Prof. Reuleaux und der Verfaſſer, für unſere Vorleſungen am Schweizeriſchen Polytechnikum haben conſtruiren laſſen und mittelſt welcher man vor den Augen der Zuhörer den Schieber ſo bewegen kann, wie dies von irgend einer der genannten Steuerungen, die mit einem Schieber arbeiten, in der Wirklichkeit geſchieht. Der Apparat macht daher die Anſchaffung von Modellen dieſer Steuerungen unnöthig, denn die gegenſeitige Anordnung der einzelnen Theile derſelben läßt ſich ebenſo leicht durch Zeichnung deutlich machen; während der Apparat dann die Geſetze der Schieberbewegung veranſchaulicht. Die Vorrichtung, die ſo einfach iſt, daß ihre Anſchaffung nur wenige Thaler koſtet, iſt ganz aus den Diagrammen hervorgegangen, die der Verfaſſer in Band II, Seite 202, und Band III, Seite 10, für die verſchiedenen Locomotivenſteuerungen angegeben hat, und geſtattet folgende Verſuche:

1. Darſtellung der Schieberbewegung bei der einfachen Steuerung mit einem feſten Excentric bei verſchiedenen Excentricitäten und Voreilungswinkeln.

2. Darſtellung der Schieberbewegung bei den Couliſſenſteuerungen von Stephenſon, Gooch, Hawthorn und Allan für alle Expanſionsgrade und zwar ſowohl unter Vorausſetzung offener als gekreuzter Excentricſtangen; in beiden Fällen wieder ſowohl für gleiche als verſchiedene Voreilungswinkel.

3. Darſtellung der Schieberbewegung bei den Locomotivenſteuerungen von Heuſinger v. Waldegg und von Lausmann.

Figur 1, Tafel 17, giebt von der Vorrichtung die vordere und Figur 3 die hintere Anſicht. Figur 2 iſt der Grundriß und Figur 4 und 5 geben Details.

Auf einer hölzernen Tafel AA dreht ſich im Lager H (Figur 2, 3 und 4) die Are O, an deren hinterem Theile die Kurbel OR befeſtigt iſt. Vom Handgriff der Kurbel aus wird mittelſt der Kurbelſtange RT in der Führung VV am hinteren Theile der Tafel (Figur 2 und 3) ein Backen I hin- und herbewegt, an dem ein Bolzen U feſtſitzt. Dieſer geht nach vorn, bewegt ſich in einem Schlitze W (Fig. 1) der Tafel und trägt am vorderen Ende einen Zeiger z, der an einer Scala FF hingleitet. Dieſer Zeiger repräſentirt alſo den Kolben der Dampfmaſchine, und zeigt an der Scala für jede beliebige Stellung der Kurbel die zugehörige Kolbenſtellung genau an. Auf dem vorderen Theile der Are OO laſſen ſich verſchiedene Meſſingſcheiben B (Fig. 1, 2, 4) aufſtecken und mittelſt der Preßſchraube a (Fig. 4) befeſtigen. Dieſe Scheiben beſitzen Schlitze, deren Geſtalt wir unten noch genauer angeben werden. Bei der in Figur 1 dargeſtellten Scheibe ſind die Schlitze DD_1 und D_2D_3 gerade und entſprechen ganz beſtimmten Steuerungen, während für andere, wie gezeigt werden ſoll, dieſe Schlitze nach beſtimmten Geſetzen gekrümmt ſein müſſen. In dieſen Schlitzen läßt ſich die Warze b (Figur 4) verſtellen und mittelſt der Preßſchraube c an irgend einer beſtimmten Stelle befeſtigen. An der Warze b iſt die Schieberſtange DC angeſchloſſen, die am Ende C mit dem hölzernen, durchſchnitten hergeſtellten Schieber S verbunden iſt. Die Verbindung der Schieberſtange mit dem Schieber iſt deutlich aus Figur 1, 2 und 5 zu erkennen, aus der letztern Figur, die im größeren Maßſtabe einen Durchſchnitt der Verbindungsſtelle zeigt, erſieht man zugleich, in welcher Weiſe eine Juſtirung ſtattfinden kann. Der Schieber ſelbſt gleitet auf der oberen ebenen Kante eines Pfoſtenſtückes EE hin, das die Geſtalt und die Dimenſionen hat, wie Figur 1 und 2 angeben, und das auf der hölzernen Tafel AA befeſtigt iſt. In dieſem Stücke ſind die Dampfcanäle KKK durch Vertiefungen angedeutet, deren Grund mit einer dunkeln Farbe angeſtrichen iſt, während die vordere Fläche des Stückes EE und des Schiebers S einen hellen Anſtrich haben, damit man aus der Ferne das Oeffnen und Schließen der Canäle durch den Schieber leicht erkennen kann. Damit der Schieber keine ſeitlichen Bewegung machen kann, beſitzt er am unteren Theile eine Feder, die in einer Nuth dd in der oberen Fläche des Stückes E gleitet (Figur 2). Die Haupteigenthümlichkeit der ganzen Vorrichtung beruht nun in der Einrichtung der Meſſingſcheibe B, oder vielmehr in der Geſtalt der Schlitze, mit welchen dieſe Scheibe zur Aufnahme der Schubſtangenwarze verſehen ſind. In Figur 1 erſcheint eben eine Scheibe aufgeſteckt, welche zwei gerade parallele Schlitze DD_1 und D_2D_3 enthält. Obgleich dieſe Scheibe dazu benutzt wird, die Schieberbewegung bei gewiſſen, unten näher zu bezeichnenden Couliſſenſteuerungen darzuſtellen, ſo läßt ſie ſich doch auch gleichzeitig dazu benutzen, die Schieberbewegung ſo auszuführen, wie ſie bei der einfachen Steuerung mit einem feſten Excentric ſtattfindet, und dieſer Fall mag hier zuerſt betrachtet werden.

In der Figur 1 erſcheint die Kurbel, alſo auch die Scheibe, in der Richtung des Pfeiles gedreht; bringt man in Gedanken die Kurbel nach dem todten Punkt, alſo in die Lage OZ zurück, ſo daß der den Kolben repräſentirende Zeiger z am Anfange des Hubes ſteht, ſo fällt die Linie OX in die Richtung der Schieberſtange, d. h. ſie liegt dem Schieberſpiegel parallel.

Fällt man in O das Perpendikel OY zu OX, ſo iſt Winkel DOY oder δ der Voreilungswinkel, wenn bei D die Schieberſtangenwarze feſtſitzt, und $OD = r$ iſt die Excentricität. Bei einer Drehung der Kurbel werden nun die Vorgänge am Schieber ſo ſtattfinden, wie ſie den Größen r

und δ, sowie den Schieberdimensionen entsprechen, und wie ich sie aus meinen Diagrammen (Band II, Seite 212) abgeleitet habe.

Gewöhnlich will man aber den Einfluß der Veränderlichkeit des Voreilungswinkels oder der Excentricität oder beider zusammen auf die Dampfvertheilung zeigen. Für diesen Zweck ist es besser, die Warze in den radialen Schlitz D_2D_3 einzusetzen. Man kann dann die Scheibe auf der Welle so verstellen, daß der Schlitz nach der Reihe verschiedene Winkel mit der Richtung OY einschließt; verstellt man dabei die Warze im Schlitze nicht, so ergiebt der Versuch den Einfluß des Voreilungswinkels bei constanter Excentricität auf die Schieberbewegung. Verstellt man aber bei einer bestimmten Stellung der Scheibe die Warze im radialen Schlitze, so zeigt sich am Schieber der Einfluß der Excentricität bei constantem Voreilungswinkel. Will man überdies noch den Einfluß der Deckungen zeigen, so geschieht dies am besten durch Striche auf der vorderen Seite der Schieberlappen, welche bei bestimmten Versuchen die Länge der Schieberlappen andeuten, wenn man nicht vorzieht, mehrere Schieber mit verschiedenen Deckungen anfertigen zu lassen. Da der Beschauer die Stellungen des hinter der Tafel liegenden Krummzapfens nicht sehen kann, so wäre es zweckmäßig, an der vorderen Seite der Welle, zwischen der Nabe der aufgesteckten Scheibe und der vorderen Tafelebene (Figur 4) noch einen langen Zeiger anzubringen, der parallel der Kurbel auf der Welle befestigt ist, und daher an der vorderen Seite die einzelnen Stellungen der Kurbel andeutet.

Bis hierher hat die Vorrichtung nichts Besonderes, vielleicht sind sogar schon ähnliche Modelle ausgeführt worden. Der Hauptzweck unserer Vorrichtung ist aber, die Gesetze der Schieberbewegungen bei den verschiedenen Coulissensteuerungen vorzuführen. In meinen früheren Aufsätzen (Bd. II, S. 202; Bd. III, S. 10) habe ich gezeigt, daß bei allen Coulissensteuerungen die Verschiebung der Coulisse oder des Gleitbackens in der Coulisse die Schieberbewegungen immer so umändert, als ob die sonst gleichbleibende Steuerung eine andere Excentricität und einen anderen Voreilungswinkel erhielte. Alle die verschiedenen Coulissensteuerungen unterscheiden sich einzig und allein dadurch, daß die gleichzeitige Aenderung der beiden genannten Größen nach verschiedenen, aber immer sehr einfachen Gesetzen erfolgt. Denkt man sich in Figur 1 die Scheibe so aufgesetzt, daß der Schlitz DD_1 vertical zur Linie OR steht, d. h. zu der Linie, die in die Richtung der Schieberstange fällt, wenn die Kurbel im todten Punkte steht, und nimmt an, die Warze stehe eben bei D, so ist für diese Stellung $YOD = \delta$ der Voreilungswinkel und $OD = r$ die Excentricität. Verschiebt man nun die Warze im Schlitze DD_1, so ändert man r und δ gleichzeitig, und zwar richtet sich das Gesetz dieser gleichzeitigen Veränderungen genau nach der Gestalt des Schlitzes. Kennt man das Gesetz der Veränderlichkeit der beiden Größen, und das habe ich für die verschiedenen Coulissensteuerungen früher entwickelt, so läßt sich daraus die Gestalt des Schlitzes oder die Schlitzcurve ableiten. Verschiebt man dann die Warze in diesem einer gewissen Coulissensteuerung entsprechenden Schlitze, so werden die Veränderungen von r und δ genau in derselben Weise stattfinden, wie bei der zu Grunde liegenden Coulissensteuerung, oder mit anderen Worten, der Schieber an unserem Modelle bewegt sich gerade wie bei der wirklichen Steuerung.

Verschiebt man z. B. in Figur 1 die Warze in dem geraden Schlitze DD_1, so finden, wie ich noch zeigen werde, die Veränderungen in der Schieberbewegung genau nach demselben Gesetze statt, wie dies bei den Locomotivensteuerungen von Gooch und Heusinger v. Waldegg geschieht; für die anderen Coulissensteuerungen hat die Schlitzcurve eine andere Gestalt, und diese giebt ohne Weiteres wieder das Diagramm.

Bei den folgenden Betrachtungen setze ich bei den geehrten Lesern die Kenntniß meiner früheren Artikel, so wie des Aufsatzes von Reuleaux „Ueber die Allan'sche Steuerung" (S. 92) voraus, und werde nun aus den Diagrammen die Schlitzcurve ableiten.

Figur 6 zeigt in halber natürlicher Größe das Diagramm für die Stephenson'sche Steuerung mit offenen Excentricstangen, wie es auch auf Tafel 3, Figur 14, dargestellt ist; dasselbe gilt nach Seite 17 auch zugleich für die Steuerung von Hawthorn unter denselben Voraussetzungen. Nennen wir, wie dort, r die Excentricität beider Excentrics, δ den für beide gleichen Voreilungswinkel, l die Länge der Excentricstangen, c die halbe Länge der Coulisse (gemessen von ihrem todten Punkte bis zum Angriffspunkte der Excentricstange) und bedeutet u die Entfernung des Gleitbackens vom todten Punkte bei irgend einer bestimmten Coulissenstellung, also für einen bestimmten Expansionsgrad, so war für einen beliebigen Drehungswinkel die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte

$$\xi = r\left(\sin\delta + \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega + \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega.$$

Der Mittelpunkt des Schieberkreises, welcher die Schieberbewegung darstellt, hat nach Früherem die von O ausgerechneten Coordinaten:

$$\text{Abscisse } a = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)$$

$$\text{Ordinate } b = \frac{ru}{2c}\cos\delta.$$

Für den äußersten Expansionsgrad sei $u = c_1$, so folgen die Coordinaten für den Schieberkreismittelpunkt C_4 (Figur 6)

$$OB_4 = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{c_1}\cos\delta\right) \text{ und}$$

$$B_4C_4 = \frac{rc_1}{2c}\cos\delta,$$

der aus C_4 mit dem Radius OC_4 beschriebene Kreis stellt nun nach früheren Sätzen die Schieberbewegung dar, wenn der Gleitbacken um c_1 vom todten Punkte der Coulisse absteht, oder mit anderen Worten, bei der angenommenen Coulissenstellung ist die Schieberbewegung genau so, als würde der Schieber durch ein festes Excentric bewegt, dessen Excentricität $OD_4 = r_4 =$ dem Durchmesser des Schieberkreises und dessen Voreilungswinkel $YOD_4 = \delta_4$ wäre. Zeichnet man also das Diagramm auf die vordere Fläche der Scheibe, wie es in Figur 6 dargestellt ist, so müßte also die Warze bei D_4 stehen, damit unser Modell den Schieber genau so bewegt, wie die zu Grunde liegende Stephenson'sche oder Hawthorn'sche Steuerung bei offenen Stangen und ganz gesenkter Coulisse. Nehmen wir, wie in der Figur, 4 Expansionsgrade an, so ist bekanntlich in die oben für die Coordinaten der Schiebermittelpunkte angegebenen Formeln nach der Reihe $u = {}^1/_4 c_1;\ {}^2/_4 c_1;\ {}^3/_4 c_1$ einzusetzen; zeichnet man die Kreise und zieht in allen die Durchmesser, so gilt für jeden Kreis, was oben für den Kreis des letzten Grades gesagt. Will man also zeigen, wie bei den genannten Coulissensteuerungen die Schieberbewegung beim 2. Expansionsgrade erfolgt, so ist die Warze bei D_2 durch die Scheibe zu stecken. Aus Allem leuchtet ein, daß man nur die Endpunkte aller Schieberkreisdurchmesser durch eine Linie zu verbinden hat, diese Curve giebt dann sofort die Gestalt des Schlitzes. Für den Rückwärtsgang der Maschine liegen die Kreise nach unten, daher erstreckt sich der Schlitz, der in Figur 6 durch eine starke Linie angedeutet ist, in derselben Weise von OX aus nach unten. Man wird also die Scheibe nun so auf die Welle stecken, daß die Richtung der auf der Scheibe markirten Linie OX in die Richtung der Schieberstange fällt, wenn der Krummzapfen im todten Punkte steht, also die Lage OZ einnimmt. Die einzelnen Punkte der Schlitzcurve, bei denen die Warze stehen muß, um den Schieber am Modelle so zu bewegen, wie es bei den einzelnen Graden der genannten Steuerungen geschieht, können durch die gleichen Nummern bezeichnet sein. Um also die Schlitzcurven auf die Scheibe zu zeichnen, hat man nur das Diagramm aufzutragen, der Zug durch die Endpunkte der Schieberkreisdurchmesser giebt die gesuchte Curve. Die Sache wird aber noch einfacher, wenn man die Art der Curven selber kennt, und diese ist leicht zu bestimmen. Figur 6 gilt, wie erwähnt, für Stephenson's und Hawthorn's Steuerung bei offenen Stangen und gleichen Voreilungswinkeln; die Curve wendet hier ihre [illegible] Seite der Welle zu.

Für irgend einen beliebigen Punkt D der Schlitzcurve sind die Coordinaten von O aus gerechnet

$$OB = r\left(\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right)$$

$$BD = y = \frac{ru}{c}\cos\delta.$$

Rechnet man die Abscisse x vom Punkte D_0 ab, setzt man also

$$x = OD_0 - OB,$$

so findet sich, weil für D_0 das $u = 0$ ist:

$$OD_0 = r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right) \text{ und daher}$$

$$x = \frac{ru^2}{cl}\cos\delta.$$

Aus der Gleichung für y folgt

$$u = \frac{yc}{r\cos\delta} \text{ und daher}$$

$$x = \frac{y^2 c}{r\cos\delta\, l} \text{ oder}$$

$$y^2 = \frac{lr\cos\delta}{c}x.$$

Man sieht also, daß für die genannten Steuerungen die Schlitzcurve eine Parabel ist, deren Parameter $\frac{lr\cos\delta}{c}$ ist und deren Scheitel auf der Axe OX um

$$r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

von O abliegt. Man kann also auch für einen bestimmten Fall die Curve construiren, indem man für r, δ und $\frac{c}{l}$ bestimmte Werthe annimmt.

Da die Schlitzcurve kurz ist, so läßt sie sich durch einen Kreisbogen ersetzen, dessen Mittelpunkt sich leicht findet, wenn man in der Mitte der Verbindungslinie D_0D_4 ein Perpendikel errichtet und den Durchschnitt desselben mit der Axe OX aufsucht. (S. Reuleaux's Abhandlung, S. 97). Der Krümmungsradius ϱ findet sich dann leicht durch Rechnung

$$\varrho = \frac{r}{2}\left[1 + \left(\frac{l}{c_1}\right)^2\right].$$

Für die Allan'sche Coulissensteuerung (s. Tafel 11) hat Professor Reuleaux das Diagramm construirt und giebt bei offenen Stangen für den Schieberweg die Formel:

$$\xi = r\left[\sin\delta + \left(c^2 - \frac{u^2}{1+m}\right)\frac{\cos\delta}{cl}\right]\cos\omega$$
$$+ \frac{ru}{c}\left(\cos\delta - \frac{m}{m+1}\,\frac{c\sin\delta}{l}\right).\sin\omega,$$

wo alle Größen dieselbe Bedeutung, wie vorhin, haben, und m ein constanter Werth ist. (S. Seite 95.)

Setzt man hier wieder für u die den verschiedenen Expansionsgraden zukommenden Werthe ein, so lassen sich wieder aus den Coordinaten:

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta + \left(c^2 - \frac{u^2}{1+m}\right)\frac{\cos\delta}{cl}\right]$$

$$b = \frac{ru}{c}\left(\cos\delta - \frac{m}{m+1}\,\frac{c\sin\delta}{l}\right)$$

die Lagen der Schieberkreismittelpunkte berechnen und die Schieberkreise zeichnen. Die Verbindung der Endpunkte der Durchmesser giebt wieder die Schlitzcurve, die allerdings unter Zugrundelegung derselben Dimensionen eine etwas andere Gestalt hat, aber ebenfalls eine Parabel ist; deren Scheitel auch um: $r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$ von O entfernt liegt, deren Parameter aber:

$$\frac{(m+1)\,lr}{c\cos\delta}\left(\cos\delta - \frac{m}{m+1}\,\frac{c}{l}\sin\delta\right)^2 \text{ ist.}$$

Auch hier läßt sich die Parabel durch einen Kreisbogen ersetzen; besser bleibt es aber immer, das Diagramm zu zeichnen und die Curve in der erst bemerkten Art zu construiren.

Man sieht übrigens, daß unter sonst gleichen Umständen für die drei Coulissensteuerungen von Stephenson, Hawthorn und Allan die Schlitzcurve eine Parabel ist, deren Scheitel in allen 3 Fällen um $r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$ von der Axe O liegt und daß die Parabel für die Allan'sche Steuerung nur etwas anders gekrümmt ist; im Allgemeinen ist aber das Gesetz, nach welchem die Schieberbewegung, besonders die Veränderlichkeit des Voreilens stattfindet, bei allen drei Steuerungen dasselbe, vorausgesetzt, daß bei sämmtlichen offene Stangen angewendet sind. Mit Hilfe der in Figur 6 dargestellten Scheibe kann man also am Modelle die Schieberbewegung zeigen, wie sie unter den genannten Umständen an den drei Steuerungen wirklich vorkommen.

Sind bei diesen 3 Steuerungen die Excentricstangen gekreuzt, so ändert sich nach den früheren Artikeln das Diagramm, und zwar nimmt es die Gestalt Figur 7 an.

Für Stephenson's und Hawthorn's Steuerung wird dann die Gleichung für den Schieberweg:

$$\xi = r\left(\sin\delta - \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega - \frac{ur}{c}\cos\delta\,\sin\omega,$$

woraus die Coordinaten für den Schieberkreismittelpunkt irgend eines Expansionsgrades

$$a = \frac{r}{2}\left(\sin\delta - \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)$$

$$b = \frac{ru}{2c}\cos\delta \text{ folgen.}$$

Setzt man hier für den äußersten Grad den bekannten Werth $u = c_1$, so folgen die Coordinaten des Mittelpunktes für den zugehörigen Schieberkreis, so daß sich dieser zeichnen läßt; dann wieder unter Voraussetzung von 4 Graden nach der Reihe $u = \frac{1}{4}c_1;\ \frac{2}{4}c_1;\ \frac{3}{4}c_1$ gesetzt, giebt die übrigen Kreise. Zieht man wieder die Durchmesser und verbindet die Endpunkte D_4D_3 ꝛc. durch einen Zug, so giebt dieser jetzt die Gestalt des Schlitzes derjenigen Scheibe, mittelst der man die Schieber zu bewegen hat, wenn man das Bewegungsgesetz der Stephenson'schen und Hawthorn'schen Steuerung bei gekreuzten Stangen zeigen will. Die Curve selbst ist, wie sich leicht beweisen läßt, wieder eine Parabel, deren Parameter $\frac{lr\cos\delta}{c}$, wie der bei offenen Stangen, ist, und deren Scheitel D_0 um $r\left(\sin\delta - \frac{c}{l}\cos\delta\right)$ von der Welle O abliegt; die Parabel kehrt aber hier ihre convere Seite der Welle zu und die Abscissen sind von D_0 aus nach X zu rechnen.

Auch für Allan's Steuerung ist bei gekreuzten Stangen die Curve eine Parabel, deren Scheitel unter denselben Verhältnissen an derselben Stelle liegt, wie bei den vorigen Steuerungen, nur der Parameter ist etwas verschieden, und zwar hat er den schon oben gegebenen Werth. Will man für Allan keine besondere Scheibe anfertigen lassen, so kann man auch hier wieder die Scheibe benutzen, die für die vorigen beiden Steuerungen gilt, denn im Grunde ist das Gesetz der Veränderlichkeit des Voreilens ꝛc. bei allen drei Steuerungen wieder dasselbe.

Es braucht wohl kaum erwähnt zu werden, daß man für alle sechs Fälle nur eine Scheibe braucht, die auf der einen Seite den Schlitz besitzt, der seine concave Seite der Axe zukehrt, auf der anderen Seite den, dessen convere Seite nach der Axe gerichtet ist. Im ersten Schlitze verstellt man die Warze, wenn die Gesetze der Steuerungen von Stephenson, Hawthorn und Allan bei offenen Stangen durch Versuche dargelegt werden sollen; im letzteren Schlitze setzt man die Warze ein, wenn dieselben Steuerungen unter Voraussetzung gekreuzter Stangen untersucht werden sollen. Immer muß aber dann die Scheibe so auf die Welle gesetzt werden, daß die Linie OX in die Richtung der Schieberstange fällt, wenn die Kurbel die Lage OZ einnimmt, und daß der Schlitz, in welchem die Warze verschoben werden soll, auf der der Kurbel entgegengesetzten Seite liegt.

Die ganzen Versuche gelten für gleiche Voreilungswinkel; nun kommen aber in der Praxis sehr häufig verschiedene Voreilungswinkel vor, und die hierbei vorkommenden Verhältnisse sind besonders eigenthümlich, wie ich (S. 20) gezeigt habe. Um diese Verhältnisse an unseren Modellen zu zeigen, hat man weiter nichts zu machen, als die Scheibe etwas zu drehen oder so zu befestigen, daß nicht die Richtung OX, sondern OX_1 (Figur 6 und 7), in die Schieberstangenrichtung fällt. Man wird dann finden, daß dadurch die Veränderlichkeit im Voreilen sofort bemerkbar wird, und daß wirklich, wie ich gezeigt habe (S. 22), das Voreilen

bei der Stephenſon'ſchen Couliſſe am wenigſten veränderlich wird, wenn man den Winkel $XOX_1 = \sigma$ ſo wählt, daß $\operatorname{tang}\sigma = \frac{c_1}{l}$ iſt; ferner zeigt ſich, daß das Voreilen für den Rückwärtsgang ſich durch dieſen Kunſtgriff verſchlechtert, überhaupt beſtätigt das Modell alle meine früheren Unterſuchungen.

Das Modell ſoll aber auch zeigen, nach welchem Geſetze die Schieberbewegung bei der Couliſſenſteuerung von Gooch erfolgt, bei der die Couliſſe feſthängt und das Ende der Schieberſchubſtange gehoben und geſenkt wird (Bd. II, S. 213 und Tafel 27, Figur 2 und 3). Hier iſt bei offenen Stangen die Formel für den Schieberweg

$$\xi = r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)\cos\omega + \frac{ur}{c}\left(\cos\delta - \frac{c}{l}\sin\delta\right)\sin\omega,$$

und daher finden ſich die Coordinaten für die verſchiedenen Schieberkreismittelpunkte

$$a = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

$$b = \frac{ur}{2c}\left(\cos\delta - \frac{c}{l}\cos\delta\right).$$

Nimmt man, wie früher, für den letzten Grad $u = c_1$, ſetzt dann für 4 Grade nach der Reihe $u = \frac{1}{4}c_1, \frac{2}{4}c_1$ ꝛc. und trägt die Coordinaten auf, ſo laſſen ſich jetzt die Schieberkreiſe zeichnen, und es entſteht das Diagramm Figur 8. Die Verbindung der Endpunkte der Durchmeſſer giebt die Schlitzcurve, und dieſe iſt eine gerade Linie, die vertical auf OX ſteht. Der Punkt D_0 liegt um

$$r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

von O ab, d. h. gerade ſo weit, wie bei allen vorigen Steuerungen, wenn ihre Stangen offen ſind. In Figur 1 erſcheint eben die Scheibe aufgeſteckt, welche den geraden Schlitz DD_1 beſitzt; mit deren Hilfe man alſo die Geſetze der Schieberbewegung deutlich machen kann, wie ſie bei der Gooch'ſchen Steuerung ſtattfinden; dieſelben Geſetze werden auch befolgt, wenn die Stangen gekreuzt ſind. Für dieſen Fall ändert in der vorigen Formel nur c das Vorzeichen; auch dann erſcheint die Schlitzcurve als eine Gerade im Diagramme, deren Entfernung vom Mittelpunkte aber nur

$$r\left(\sin\delta - \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

beträgt; man könnte auf der Scheibe auch dieſen zweiten Schlitz anbringen, wenn man etwa die Verſchiedenheit in der Wirkungsweiſe der Gooch'ſchen Steuerung bei offenen und gekreuzten Stangen zeigen wollte.

Genau wie die Steuerung von Gooch verhält ſich auch die von Heuſinger v. Waldegg, deren Theorie ich auf Seite 11 gegeben habe. Das Diagramm dieſer Steuerung, wie es auf Tafel 2, Figur 6, dargeſtellt iſt, iſt daſſelbe, wie das hier in Figur 8 gegebene. Auch hier liegen die Endpunkte der Schieberkreisdurchmeſſer in einer Verticalen zur Axe OX; daher gilt der geradlinige Schlitz DD_1 in der Scheibe der Figur 1, Tafel 17, zugleich für die Steuerung von Heuſinger.

Zum Schluſſe noch die Bemerkung, daß der radiale Schlitz D_2D_3 (Fig. 1) dazu dient, die Geſetze der Schieberbewegung bei der Lausmann'ſchen Steuerung vorzuführen. Dieſe Steuerung iſt abgebildet im „Organ für Eiſenbahnweſen"; die Theorie derſelben habe ich nicht veröffentlicht, weil ſich dieſe Steuerung ſchwerlich Eingang verſchaffen wird; die durch ſie erzielte Dampfvertheilung iſt nicht der Art, wie man ſie verlangen muß. In ihrem Diagramm fallen merkwürdiger Weiſe alle Schieberkreismittelpunkte in eine Gerade, die ſenkrecht in O auf OX ſtehen; hieraus erklärt ſich die Lage des Schlitzes D_2D_3 auf der Scheibe der Figur 1. Man könnte recht gut alle vier Schlitze auf einer Scheibe anbringen, und ſo alſo nur durch Verſtellung dieſer einzigen Scheibe die Eigenthümlichkeiten einer Steuerung nach der anderen vorführen. Beſſer iſt es aber, die Schlitze auf drei Scheiben, Figur 9, zu vertheilen und ihre Curven zu beſtimmen, indem man bei allen dieſelben Dimenſionen der Steuerungen zu Grunde legt. Die drei Scheiben A, B, C, Figur 9, gelten dann für folgende Fälle:

Scheibe A. Schlitz Ia. Couliſſenſteuerung von Stephenſon und Hawthorn bei offenen Excentricſtangen.

Schlitz Ib. Dieſelben Steuerungen bei gekreuzten Stangen.

Scheibe B. Schlitz IIa. Steuerung von Allan bei offenen Stangen.

Schlitz IIb. Dieſelbe Steuerung bei gekreuzten Stangen.

Scheibe C. Schlitz IIIa. Steuerung von Gooch bei offenen, und

Schlitz IIIb, bei gekreuzten Stangen. Giebt zugleich das Geſetz der Schieberbewegung bei der Steuerung von Heuſinger v. Waldegg.

Schlitz IV. Steuerung von Lausmann, und durch Verſtellung der Scheibe auf der Welle die einfache Steuerung mit einem Excentric.

Für die Praxis iſt das Modell nicht beſtimmt, ſondern nur zum Gebrauche beim Unterrichte. Soll eine beſtehende Steuerung unterſucht oder eine neue conſtruirt werden, ſo giebt es keinen einfacheren, billigeren und kürzeren Weg, als er in der Benutzung des Diagramms geboten iſt.

Der Name Diagrammſteuerung iſt wohl inſofern gerechtfertigt, als er andeutet, daß die ganze Idee, die Bewegung des Schiebers am Modelle in der vorgeführten Weiſe zu bewerkſtelligen, in dem neuen Diagramme ihren Urſprung hat, und der Name die innige Verwandtſchaft beider bezeichnet.

Ueber die Markſcheidekunſt.

Von

F. J. Weiß,

Markſcheider in dem K. S. Bergamtsreviere Altenberg.

(Hierzu Tafel 18.)

In keinem Vermeſſungsfache kommt es ſo ſehr auf die größtmögliche Genauigkeit, ſo wie darauf an, daß die Aufnahme für immer eine zuverläſſige Sicherheit und Giltigkeit behalte, als beim Markſcheiden. Denn einerſeits hat man bei jedem geregelten Bergbaubetrieb, wo in der Benutzung der Waſſergefälle mit thunlichſter Sparſamkeit zu Werke gegangen und den Strecken und Stölln ein geringes, geſetzlich vorgeſchriebenes Anſteigen gegeben wird, die Niveauangaben ſogar bei ſehr großen und mehrſtündigen Entfernungen faſt bis auf den Zoll genau zu bewerkſtelligen, — mit nicht geringerer Schärfe aber auch die Angaben von Oertungen, Richtungen und Längen zu bewirken, indem die neuen Anlagen großentheils von mehreren Punkten gleichzeitig in Angriff genommen werden und ein genaues Zuſammentreffen der Schacht- und Streckenaren erforderlich iſt, damit nicht durch nachträgliche Ausgleichung und Zuführung der vorſpringenden Stöße der Koſtenaufwand namhaft erhöht und das Unternehmen beträchtlich verzögert oder gar für die Benutzung der betreffenden Anlagen bleibende Nachtheile hervorgerufen werden. Andererſeits ſind wichtige bergmänniſche Unternehmungen ſtets auf ſehr lange Zeit berechnet, und ſollen die Markſcheiderriſſe, jedenfalls aber die Winkelbücher eine vollſtändige und ſichere Orientirung über die älteſten Gruben auch dann noch geſtatten, wenn die unterirdiſchen Baue längſt verbrochen und nicht mehr zugänglich ſind.

Um daher ſtete Wiederholungen von Aufnahmen, welche ſich ſonſt nothwendig machen würden, zu vermeiden, und zu bewirken, daß an die ausgeführten Vermeſſungen zu jeder Zeit und ſelbſt in der entfernteſten Zukunft neue dergleichen ohne Beeinträchtigung der Genauigkeit angeknüpft werden können, muß der Markſcheider, zumal er überdies in der Grube mit den größten Schwierigkeiten zu kämpfen hat, mehr als jeder andere Ingenieur darauf bedacht ſein, ſeinen Arbeiten eine ſichere und unveränderliche Grundlage zu verſchaffen. Und das angedeutete Ziel läßt ſich erreichen, wenn der Markſcheider ſtatt blos mit mechaniſcher Kunſtfertigkeit, nach den Principien und neueſten Fortſchritten der Wiſſenſchaft arbeitet.

Die hierbei zum Anhalten zu nehmenden Regeln habe ich auf Grund mehrjähriger Erfahrungen im praktiſchen Markſcheiderdienſt, in Form eines Regulatives zuſammen geſtellt. Obwohl dieſelben urſprünglich nach den Verhältniſſen des ſächſiſchen Regalbergbaues entworfen ſind, ſo werden ſie doch auch bei jedem anderen wichtigen und ausgedehnten Bergbau vortheilhaft anzuwenden ſein.

Indem ich im Nachſtehenden dieſen Entwurf, der zugleich als Commentar über den jetzigen Stand der Markſcheidekunſt angeſehen werden kann, und dem ich bei einzelnen Paragraphen, wo es mir erforderlich ſchien, die Motiven erläuterungsweiſe hinzugefügt, ſo wie bezüglich des Manipulirens mit dem Theodolit in der Grube und des Anſchluſſes der Grubenaufnahme an die Triangulation über Tage eine ausführliche Beſchreibung meines Verfahrens (ad §. 19 und 20) beigegeben habe, der Oeffentlichkeit übergebe, hoffe ich den intelligenteren Markſcheidern einen Dienſt zu erweiſen, kann aber nicht umhin, gleichzeitig noch einige allgemeine Bemerkungen niederzulegen.

Wenn gleich nämlich die in den letzten Jahren vorgeſchlagenen neuen Methoden und Inſtrumente im Allgemeinen praktiſche Geltung erlangt und insbeſondere die ungemein großen Vorzüge der Anwendung des Luftblaſenniveaus und Theodoliten bei Vermeſſungen über Tage im Vergleich gegen den Gradbogen und Compaß wohl überall die verdiente Anerkennung gefunden haben, ſo ſcheint über die Anwendbarkeit des Theodolit in der Grube an manchen Orten noch Zweifel zu herrſchen.

Allerdings wird man niemals den Theodoliten zum Univerſalinſtrument für die unterirdiſche Grubenaufnahme machen und den Compaß, wie Manche gemeint ſind, entbehren können, dahingegen befinden ſich aber auch Diejenigen im Irrthum, welche die Anwendbarkeit des Theodoliten in der Grube als unmöglich oder unzuläſſig und unnöthig bezeichnen und blos den Compaß angewendet wiſſen wollen. Ich ſelbſt habe mit großer Zaghaftigkeit den Gebrauch des Theodolit in der Grube verſucht, muß jedoch beſtätigen, daß man bei fortgeſetzten Verſuchen und gehöriger Ausdauer, wenn ſonſt ernſtes Intereſſe zur Sache vorhanden iſt, alle die anfänglich ſich entgegenſtellenden Schwierigkeiten überwinden lernt und überraſchend günſtige Reſultate erlangt, und habe gefunden, daß es außerordentlich vortheilhaft iſt, nicht blos an Strecken, wo Eiſenbahnſchienen eingelegt ſind oder

sonstige Ablenkungen der Magnetnadel stattfinden, den Theodoliten in Anwendung zu bringen, sondern auch durch die unterirdischen Grubenbaue ein Liniennetz zu ziehen und dasselbe mit diesem Instrument an die trigonometrischen Dreiecksnetze über Tage anzuschließen und auszumessen.

Zu diesem Behufe ist es aber nicht nothwendig, alle Strecken und Schächte (insofern nicht jene magnetischen Einflüsse vorhanden sind) mit dem Theodoliten aufzunehmen, sondern reicht es hin, nur auf den Hauptstrecken, bei wichtigen und größeren Gruben vielleicht auf dem Stolln und in einer der tieferen Strecken ein solches Netz herzustellen, die Aufnahme der zwischenliegenden Schächte, Strecken und Abbaue dagegen mit dem Compaß zu bewirken.

Während ich daher Denjenigen, welche dem Compaß zu wenig oder gar kein Vertrauen schenken zu dürfen meinen, entgegne, daß dieses Instrument bei gehöriger Handhabung und Befolgung der in dem nachfolgenden Regulativ aufgestellten Regeln und in den vorstehend angegebenen Grenzen der Anwendung vortreffliche Dienste leistet, habe ich Denen, welche nichts von dem Theodoliten in der Grube wissen wollen, auf das Eindringlichste anzuempfehlen, unter Benutzung der bereits anderwärts gemachten Erfahrungen ernste Versuche anzustellen und sich nicht durch anfängliches Mislingen abschrecken zu lassen. Denen aber, welche sich zwar der Mode halber in den Besitz eines Theodoliten gesetzt haben, denselben jedoch nicht mit Vortheil anzuwenden, noch weniger aber die damit erlangten Ergebnisse auszubeuten vermögen, und anstatt die letzteren mit Hilfe der Trigonometrie und analytischen Geometrie nutzbar zu machen, die Visirlinien mit dem Compaß zulegen und aus Mangel an wissenschaftlicher Grundlage überhaupt nur den Weg der Construction zur Lösung der Aufgabe einschlagen, muß ich anrathen, entweder ganz von der Benutzung des Theodoliten abzusehen, da sie mit dem Compaß ebenso gute oder noch bessere Resultate erhalten werden, und den Theodolit nur in Miscredit bringen, oder vor weiteren Versuchen das Fehlende, weil man sich dies durch bloße Uebung nicht aneignen kann, unter Beihilfe eines intelligenten und wissenschaftlichen Markscheiders nachzuholen.

Grundregeln für die markscheiderischen Vermessungsarbeiten.

A. Allgemeine Bestimmungen.

§. 1. Die Erfordernisse, denen die markscheiderischen Vermessungen im Allgemeinen zu entsprechen haben. — Da die markscheiderischen Operationen nicht blos für die Zeit ihrer Ausführung, sondern auch für die spätere Zukunft von hoher Wichtigkeit sind, so müssen sie — gleichviel ob sie die Angabe wichtiger bergmännischer Anlagen bezwecken, und daher an sich schon große Genauigkeit erfordern, oder ob sie nur zur Herstellung und allmäligen Nachtragung der Grubenrisse behufs der allgemeinen Orientirung beim Grubenbetrieb dienen — auf ein solches Verfahren begründet werden, daß sie nicht allein den ihr zunächst vorliegenden Zweck vollständig erfüllen, sondern auch zu jeder Zeit zu Anknüpfung anderweiter Vermessungsarbeiten mit Sicherheit und Zuverlässigkeit benutzt werden können, ohne daß es nothwendig ist, sie selbst nochmals zu wiederholen.

§. 2. Auswahl der Instrumente und Methoden. — Zu diesem Behufe hat man beim Markscheiden vor Allem in der Auswahl der Instrumente und Methoden behutsam zu Werke zu gehen und sich vorzüglich solcher Instrumente zu bedienen, welche die schärfsten und zuverlässigsten Resultate liefern, und nur bei unwichtigen und ganz vorläufigen Angaben darf man von unvollkommenen Hilfsmitteln Gebrauch machen.

Im Allgemeinen aber ist

a. bei Niveaubestimmungen das Nivelliren mit dem Luftblasenniveau;

b. bei Ermittelung der Lage von Punkten und Gegenständen in der söhligen Ebene das Trianguliren und Peripherisiren mit dem Theodolit, sowie

c. bei Situationsaufnahmen, bei Quadrirung von Flächen und Plätzen, bei Cubicirung von Teichen ꝛc. die Mensel und Kippregel, beziehendlich unter Benutzung des Luftblasenniveaus in Anwendung zu bringen; dagegen

d. der Gebrauch des Gradbogens und Compasses nur in der Grube und auch da nur in solchen Fällen gestattet, wo sich

α. mit Sicherheit voraussehen läßt, daß die bezügliche Aufnahme und Angabe niemals eine größere Genauigkeit erfordert, als man sie mit diesem Instrumente zu erreichen im Stande ist, wie namentlich bei Aufnahme der Abbaue, bei Anfertigung flacher Risse, bei Bestimmung der übersetzenden Gänge und Klüfte ꝛc. ꝛc.

β. wo die Lage des Anfangs- und Endpunktes des auszuführenden Markscheiderzuges bereits durch die sub. a. und b. erwähnten Instrumente und Methoden genau ermittelt ist, und wo also der Markscheiderzug zuverlässig controlirt werden kann. Diejenige Controle eines mit dem Gradbogen und Compaß ausgeführten Markscheiderzuges, welche man erhält, wenn man den Zug selbst wiederholt, ist niemals als ganz zuverlässig zu betrachten, und darf daher, selbst wenn die Ergebnisse des Zuges und Gegenzuges mit einander genau übereinstimmen, allein nicht als maßgebend für die Richtigkeit der Aufnahme angesehen werden.

γ. Ueber Tage kann man ſich des Compaſſes höchſtens nur zur Aufnahme von ganz nahen Details bedienen, wenn das Terrain, wie Wald ꝛc., die Anwendung der Kippregel und Menſel weniger zweckmäßig erſcheinen läßt. Hierbei wird natürlich vorausgeſetzt, daß weder durch in der Nähe befindliche Eiſenmaſſen oder polariſirendes Geſtein, noch durch Luftzug oder dergleichen die Anwendung des Compaſſes und beziehendlich Gradbogens geſtört wird.

In Fällen, wo eine Ablenkung der Magnetnadel durch die ſoeben angegebenen Einflüſſe ſtattfindet und wo die zu erzielende Genauigkeit nicht die Anwendung des Theodoliten bedingt, wird man ſich ſtatt der Eiſenſcheibe und des Braunsdorf'ſchen Inſtrumentes mit Vortheil der Dioptер- oder Feldmeſſerbouſſole bedienen.

Während es unter den im §. 13 erwähnten Umſtänden nachgelaſſen iſt, zwei Gruben-Nivellements durch Gradbogenmeſſungen zu verbinden, darf ſelbſtverſtändlich zwiſchen zwei mit dem Theodoliten ausgeführten Aufnahmen, welche nicht ſchon vermittelſt des Theodoliten mit einander in Zuſammenhang gebracht worden ſind, in keinem Falle eine ſolche Verbindung mit dem Compaß bewirkt werden.

Erläuterung zur Beſtimmung sub c. — Sind die Menſel und Kippregel ſchon darum die zweckmäßigſten Inſtrumente bei der Aufnahme der Tageſituationen, weil man ſogleich während der Aufnahme die betreffenden Gegenſtände in ihrer richtigen Lage auf dem Papier erhält und dabei alle kleineren Details und Situationsverhältniſſe weit deutlicher und vollſtändiger auszudrücken vermag, als bei Anwendung des Compaſſes, wo man ſich nur flüchtige Skizzen mit Beiſetzung der zahlreichen gemeſſenen Abſciſſen und Ordinaten in das Notizbuch entwerfen, in Folge deſſen aber beim Zulegen ungemein leicht vielfache Irrthümer und Fehler begehen kann, ſo gewähren dieſelben hier, wo man die Aufgabe nach §. 25 auf Dreieckspunkte der Theodolitmeſſungen begründet, eine ganz beſondere Genauigkeit, Einfachheit und Zeiterſparniß.

Erläuterung zur Beſtimmung sub d. γ. — Beim Gebrauche des Braunsdorf'ſchen Inſtrumentes und der Kreuzſchnüre iſt die Winkelbeſtimmung eine ganz unſichere, und ſind ſtets ſehr unbefriedigende Reſultate erlangt worden. Die Urſache liegt darin, daß man in beiden Fällen den Compaß für jede einzelne Winkelbeſtimmung zweimal anhängen muß, und nicht verhindern kann, daß die Magnetnadel die bei der erſten Aufhängung angenommene Richtung bei der zweiten Beobachtung verändert, und zwar eine um ſo mehr veränderte Richtung annimmt, je ſtärker die magnetiſchen Einflüſſe ſind.

Die auf einem Stativ befeſtigte und im Scheitel des zu meſſenden Winkels aufgeſtellte Viſirbouſſole wird dagegen bei der Beobachtung nicht abgehoben, ſondern blos um ihre verticale Axe gedreht. Weil nun dabei der Standpunkt und die Lage des Inſtrumentes gar nicht geändert wird, und die Nadel, wenn das Drehen mit Vorſicht geſchieht, nicht einmal in Schwingungen geräth, ſo kann man damit noch am erſten die Winkelmeſſung richtig vollziehen.

Wie unzuverläſſig und mangelhaft überhaupt aber jede Benutzung des Compaſſes und der Bouſſole bei ſtattfindender Ablenkung durch Eiſen ꝛc. iſt, hat Herr Prof. Weisbach in den Abhandlungen Band I, S. 13, und Band II, S. 141, des „Civilingenieur" beſprochen.

§. 3. Das bei den Grubenvermeſſungen zu befolgende allgemeine Verfahren. — Jede Gruben- und Reviervermeſſung iſt auf eine trigonometriſche Netzlegung zu begründen, und zwar hat man zunächſt die Schächte, Stölln und andere wichtige Anlagen der aufzunehmenden Grube oder Revier gegen einander ſowohl, als gegen einzelne Punkte in den Hauptſtrecken mit dem Theodoliten und Luftblaſenniveau genau zu ermitteln und ſodann in der Grube von den daſelbſt angenommenen Punkten die Aufnahme mit dem Compaß und Gradbogen fortzuſetzen, über Tage hingegen die Aufnahme der minder wichtigen Anlagen und Situationsverhältniſſe vermittelſt der Menſel und Kippregel zu bewerkſtelligen.

§. 4. Baſirung der markſcheideriſchen Aufnahmen auf den aſtronomiſchen Meridian, ſo wie die Ermittelung und Angabe des letzteren. — Hinſichtlich der föhligen Vermeſſungsarbeiten iſt es, um ihnen für immer die erforderliche Giltigkeit und Richtigkeit zu verſchaffen, ganz beſonders nothwendig, dieſelben unmittelbar auf den aſtronomiſchen oder wahren Meridian zu baſiren und deshalb den letzteren genau für die betreffenden Punkte zu ermitteln und auf der Erde anzugeben.

Hierzu iſt es für Gruben, welche durch eine trigonometriſche Aufnahme mit einander in genauer Verbindung ſtehen oder geſetzt werden, hinreichend, etwa in Entfernungen von je 3000 Lachtern in der Nordſüd-Richtung und in Diſtanzen von 1500 zu 1500 Lachter in der Oſtweſt-Richtung den Meridian zu beſtimmen und zu fixiren.

Bei Aufnahmen dagegen, welche nicht durch eine trigonometriſche Netzlegung mit einander verbunden ſind, muß ſtets der Meridian beſonders angegeben werden.

Die Meridianbeſtimmungen ſind durch die Beobachtungen des Polarſternes (α im Sternbilde des kleinen Bären), wo möglich im größten öſtlichen oder weſtlichen Azimuth deſſelben vermittelſt des Theodoliten zu bewerkſtelligen, und die Fixirung einer jeden Mittagslinie hat auf doppelte Weiſe zu erfolgen, nämlich

a. im Großen für die Aufnahme mit dem Theodoliten durch 3 ſichere Markſteine, von denen der eine, der ſogenannte Meridianſtein, in jedem Falle in den Standpunkt der Polarſternbeobachtungen, die anderen aber, die ſogenannten Meridianzeichenſteine, in möglichſt großer Ent-

fernung von dem letzteren nach Nord und Süd einzusetzen sind;

b. im Kleinen wegen Beobachtung der Magnetabweichung für die Compaßmessungen, und zwar nicht nur durch Einsetzung von Stiften oder Anbringung eines Lineals auf dem Meridiansteine, behufs der Anlegung des Markscheider-Zulegezeuges, sondern auch durch Ausspannung einer flachen, mindestens 10 Lachter langen Schnur in der Saigerebene der Mittagslinie zur unmittelbaren Abnahme der magnetischen Declination vermittelst des Hängezeuges (vgl. §. 21, ε.).

Die Lage der Fixpunkte des Meridians muß so ausgewählt werden, daß sie nach allen Richtungen hin eine freie Aussicht gewähren und leicht an die nach §. 14 zu bildenden Triangelnetze angeschlossen, so wie durch etwaige Aufführung von Gebäuden oder andere Anlagen nicht verdrängt oder unbrauchbar gemacht werden können.

Die Oberfläche des Meridiansteines sowohl, wie der Meridianzeichensteine ist vollkommen eben und zur Aufstellung des Theodoliten und der Kippregel geeignet herzustellen, auch durch Ueberdachung oder sonst entsprechende Hilfsmittel gegen etwaige Beschädigungen zu schützen.

Im Uebrigen hat der Markscheider jede Meridianbestimmung auf ihre Richtigkeit genau zu prüfen, und deshalb dieselbe sogleich zu wiederholen oder wo möglich mit anderen Meridianbestimmungen zu vergleichen.

Erläuterung. — Wenn für einen Ort A der Meridian angegeben und die geographische Lage eines anderen Ortes B gegen A bekannt ist, so läßt sich zwar die Convergenz der durch A und B gehenden Meridiane berechnen, man hat aber kein Mittel im Punkte B, wenn er nicht durch eine trigonometrische Vermessung in genaue Verbindung mit A gebracht worden ist, den Meridian selbst anzugeben, indem auch die Magnetnadel, welche allein hierbei in Berücksichtigung kommen könnte, dazu keineswegs zu gebrauchen ist, weil in der Convergenz der magnetischen Meridiane nicht nur nicht dasselbe Verhältniß, wie bei den astronomischen Meridianen, sondern vielmehr eine große Unregelmäßigkeit stattfindet. Während dies im Allgemeinen schon der Verlauf der isogonischen Linien beurkundet, habe ich in dem Altenberger Bergamtsreviere in dieser Beziehuug Differenzen bis zu 10 Minuten beobachtet, welche natürlich bei Vermessung ganzer Reviere oder Reviertheile beträchtliche Fehler zur Folge haben würden, wenn man sie vernachlässigen wollte.

Um deshalb an Punkten, die nicht durch eine Triangulation verbunden sind, die Richtung des astronomischen Meridians anzugeben, bleibt nichts übrig, als für jeden derselben besonders die Mittagslinie zu bestimmen und zu fixiren.

Wie man aber bei jeder Aufnahme von Zeit zu Zeit feste Punkte suchen und herstellen muß, um die Aufnahme gewissermaßen in einzelne Abschnitte zu bringen und dadurch besser übersehen und prüfen zu können, ebenso ist es auch nothwendig, damit ein Meridian nicht auf zu große Entfernungen benutzt werden darf, von Distanz zu Distanz einen neuen zu fixiren, und braucht man dabei die in Ansehung der Wichtigkeit des Gegenstandes unwesentlichen Kosten um so weniger zu scheuen, als man durch jede Meridianbestimmung zugleich feste Punkte für die nach §. 5 herzustellenden Orientirungsdreiecke erhält.

Wenn man übrigens erwägt, daß bei den im Regulativ angenommenen Grenzen die Ausdehnung einer Grube in der Ostwestrichtung circa 1 Stunde und in der Nordsüdrichtung ungefähr 2 Stunden Wegs betragen kann, bevor man eine zweite Meridianbestimmung vorzunehmen hat, wenn der Meridian in der Mitte des Grubenfeldes fixirt wird, so dürften jene Grenzen nicht beschränkt erscheinen, während sie gegentheils in Betreff der zu erlangenden Genauigkeit nicht zu weit angenommen sind.

Die Ermittelung des Meridians erfolgt aus dem Grunde am vortheilhaftesten durch den Polarstern, weil derselbe wegen seines geringen Abstandes vom Weltpole eine kleine Geschwindigkeit besitzt, sich sehr sicher anvisiren läßt und daher das zuverlässigste und zugleich auch ein einfaches Mittel zur Meridianbestimmung gewährt, vorzüglich dann, wenn er im größten Azimuth steht, wo seine Horizontalbewegung = 0 ist.

§. 5. Herstellung von Grund- oder Orientirungsdreiecken. — Außer diesen, den astronomischen Meridian bezeichnenden Fixpunkten, hat man ferner bei jeder Grube noch einen vierten, in derselben Weise zu markirenden Fixpunkt so herzustellen, daß er mit dem Meridianstein und einem der Meridianzeichensteine ein Dreieck bildet, in welchem die Summe zweier Winkel nicht weniger als 90, gegentheils aber auch nicht mehr als 135 Grade beträgt.

Dieses Dreieck ist durch das über das gesammte Grubenrevier zu legende Triangelnetz mit den einzelnen Anlagen und Punkten, als Schächten, Stölln ꝛc. in genaue Verbindung zu bringen, und von ihm aus sind alle später erforderlich werdenden Markscheiderangaben zu bewirken, so wie dasselbe auch zugleich zum Anschluß der bezüglichen Grubenvermessung an andere dergleichen oder an Revieraufnahmen dienen soll.

Wegen der Wichtigkeit dieses Grund- oder Orientirungsdreieckes hat man auf zweckmäßige Lage desselben gegen die Hauptschächte und sonstigen Anlagen der Grube thunlichst Bedacht zu nehmen und über gute Erhaltung seiner Eckpunkte sorgfältig zu wachen.

Nach Befinden kann unter sonst geeigneten Umständen und wenn die angedeuteten Erfordernisse nicht beeinträchtigt werden ein Orientirungsdreieck oder ein oder der andere Punkt desselben für zwei oder mehrere Gruben gemeinschaft-

lich angenommen, dagegen müssen bei Gruben, wo kein Meridian besonders angegeben ist und wo sich die Firpunkte benachbarter Gruben nicht mit benutzen lassen, zur Herstellung des betreffenden Grunddreieckes, wozu man übrigens selbstverständlich auch stets jedes andere durch seine Lage gegen die Grubenanlagen geeignete Dreieck benutzen kann, 3 besondere Steine eingesetzt werden.

§. 6. Herstellung von festen Punkten und beziehendlich Linien in der Grube. — In gleicher Weise hat man durch die unterirdischen Grubenbaue ein mit der Tage-Triangulation in genauen Zusammenhang zu bringendes System von festen Punkten zu legen, welches — wie das Orientirungsdreieck über Tage — in der Grube allen später vorkommenden Vermessungen zum Anhalten dient, und von dem aus die Detailaufnahme der Grubenbaue erfolgt.

Diese Punkte, welche in den Hauptschächten und Strecken an leicht auffindbaren Orten, vorzüglich bei den Füllörtern und auf den Streckenkreuzen anzubringen sind, hat man ebenfalls, und zwar um sich unter demselben mit dem Theodoliten aufstellen zu können, durch tiefe Dübel in der Förste der Strecken und im Hangenden der Schächte, nach Befinden auch durch Lehren sicher zu fixiren, so wie mit einem deutlich ausgehauenen ✝ und überhaupt so zu bezeichnen, daß keine Verwechselung vorfallen kann.

Für spätere Aufnahmen mit dem Theodoliten genügen natürlich Punkte allein nicht, sondern ist es nothwendig, Linien — Orientirungslinien — zu bilden, und deshalb bei Herstellung der Firpunkte in der Grube stets 2 derselben gegen einander so anzunehmen daß man von dem einen ungehindert nach dem anderen visiren kann.

Um aber allen Weitläufigkeiten zu entgehen, welche eintreten können, wenn ein Endpunkt dieser Orientirungslinien verloren ginge, so hat man 3 solcher Punkte für je eine Linie anzunehmen, im Uebrigen auch auf gute Erhaltung derselben mit aller Strenge zu sehen.

§. 7. Der Nullpunkt der markscheiderischen Operationen und Berücksichtigung der Convergenz der Mittagslinien. — Während zur Abscissenlinie der söhligen Vermessungen der astronomische Meridian anzunehmen ist, dient als Nullpunkt aller markscheiderischen Operationen, mögen sie zur Bestimmung der söhligen oder der saigeren Lage gewisser Punkte ausgeführt werden, der Meridianstein der betreffenden Grube, und nur bei Gruben, wo der Meridian nicht unmittelbar angegeben ist, darf man dazu einen anderen Punkt des Orientirungsdreieckes benutzen, wobei natürlich nach §. 4 vorausgesetzt wird, daß dieses letztere mit dem Orientirungsdreiecke einer anderen Grube, wo der Meridian angegeben ist, durch eine trigonometrische Vermessung in Verbindung steht.

Bei Aufnahme sehr ausgedehnter Gruben oder bei Vermessung ganzer Reviere und Reviertheile hat man wegen der Convergenz der Meridiane die Aufnahme in verschiedene Abtheilungen zu bringen und jede einzelne Abtheilung für sich auf die ihr zukommende Mittagslinie zu beziehen.

§. 8. Das beim Markscheiden anzuwendende Längenmaß. — Als Längeneinheit ist beim eigentlichen Markscheiden das neue Sächsische Berglachter anzuwenden, welches ein zehntheiliges und der fünfmillionste Theil eines Erdmeridian-Quadranten oder ein doppeltes französisches Meter ist.

Beim Ausmessen von Feld-, Wiesen-, Wald- und anderen Grundstücken und Flächen hat man sich jedoch des beim Feldmessen gebräuchlichen Ruthenmaßes, das in seiner Einheit $15^1/_6$ Fuß enthält, zu bedienen, und da bei allen den Bergbau betreffenden Maschinenanlagen und sonstigen Bauen die $^2/_7$ Lachter lange Bergelle zu Grunde gelegt wird, so hat sich der Markscheider darnach bei seinen darauf Bezug habenden Arbeiten zu richten und nach Befinden demgemäß seine Angaben zu machen.

§. 9. Prüfung und Justirung der Instrumente. — Von Zeit zu Zeit hat der Markscheider sämmtliche bei seinen Arbeiten erforderlichen Instrumente und Apparate einer gründlichen und sorgfältigen Prüfung zu unterwerfen und die letzteren entweder selbst zu justiren oder die vorgefundenen größeren Fehler und Mängel durch einen geschickten und zuverlässigen Mechanikus beseitigen zu lassen.

Aber auch nach erfolgter Justirung hat derselbe bei Anwendung der Instrumente mit Vorsicht zu verfahren und insbesondere die Lachtermeßstäbe bei wichtigen Messungen vor und nach dem Gebrauche mit dem im Bergamt befindlichen Normallachterstabe zu vergleichen und die sich ergebende Differenz bei den bezüglichen Messungen genau zu berücksichtigen, so wie bei den Winkelmeßinstrumenten ꝛc. durch Drehung des Fernrohres in den Lagern und dergleichen Manipulationen sich von den etwa noch vorhandenen und nicht ganz zu beseitigenden kleinen Mängeln unabhängig zu machen.

§. 10. Benutzung jeder Gelegenheit zur Controlirung der markscheiderischen Arbeiten und die einzuhaltenden Fehlergrenzen. — Um bei den markscheiderischen Vermessungen die größtmögliche Genauigkeit zu erreichen und besonders grobe Fehler zu vermeiden, welche sich in dieselben namentlich in der Grube leicht einschleichen können, hat der Markscheider auf stete Controlirung seiner Arbeiten ernstlich bedacht zu sein, und jede Gelegenheit zu ergreifen, wo sich dieselben mit anderen Vermessungen in Zusammenhang und mit schon bestimmten Punkten zum Schlusse bringen lassen.

Die bei Zusammenschließung oder Wiederholung der Aufnahme sich ergebenden Differenzen sind, dafern sie nicht

die mit den betreffenden Instrumenten zu erlangende Genauigkeit übersteigen, zu theilen und folglich die arithmetischen Mittel zu nehmen.

Uebrigens aber hat der Markscheider in Bezug auf die bei seinen Angaben möglichen Fehler gewisse Grenzen inne zu halten, und dürfen diese Fehler

a. bei den Arbeiten, welche mit dem Theodoliten ausgeführt worden sind, nicht über 0,015 Lachter,

b. bei den mit dem Luftblasenniveau ausgeführten nicht über 0,01 Lachter,

c. bei den mit dem Compaß vollzogenen nicht über 0,4 Lachter und

d. bei den mit dem Gradbogen vorgenommenen Arbeiten nicht über 0,2 Lachter auf je 100 Lachter Länge betragen.

Wo eine doppelte Vermessung stattgefunden hat, oder wo bei einer Aufnahme mit schon vorher genau bestimmten Punkten zusammengeschlossen worden ist, dürfen die Fehler natürlich die Hälfte, so wie beim Trianguliren mit dem Theodoliten, weil man durch die Winkelsumme eines jeden Dreieckes eine sehr scharfe Prüfung der Winkelmessungen und Gelegenheit zur Vertheilung der kleinen Fehler auf die Dreieckswinkel erhält, den dritten Theil der angegebenen Fehlergrößen nicht übersteigen.

Für größere Fehler ist der Markscheider verantwortlich.

Erläuterung. — Die Verhältnisse, auf welche sich die Bestimmung der Fehlergrenzen gründet, sind in der Hauptsache vom Herrn Prof. Weisbach im Vorwort zur neuen Markscheidekunst geschildert, weshalb ich mich darauf beziehe.

Dagegen habe ich auf den etwaigen Einwand, daß für den Gradbogen und Compaß die Fehlergrenzen zu weit angenommen seien und in vielen Fällen in der Praxis weit geringere Fehler sich herausgestellt hätten, zu bemerken, daß man sich, wenn die Aufnahme nur einmal vollzogen worden ist, oder sonst nicht in anderer Weise eine Controle stattfindet, wegen der geringen Schärfe der Theilung oder Unsicherheit im Ablesen und wegen der sonstigen Unvollkommenheiten des Compasses und Gradbogens in keinem Falle auf größere Genauigkeit, als die angegebene, mit Sicherheit Rechnung machen kann.

Wenn deshalb der betreffende Paragraph zugleich die Bestimmung enthält, daß bei einer doppelten Vermessung oder wo bei einer Aufnahme mit schon vorher genau bestimmten Punkten zusammengeschlossen wird, nur die Hälfte, bei einer dreifachen Vermessung nur das Drittel der angegebenen Fehlergröße erreicht werden darf, so dürfte sich jeder Einwand erledigen.

B. Bestimmungen in Betreff der Ermittelung von Niveauverhältnissen.

a. Niveaubestimmungen über Tage.

§. 11. Das Nivelliren mit dem Luftblasenniveau. — Zu den Niveaubestimmungen über Tage hat man sich lediglich des Luftblasenniveaus, und zwar im Allgemeinen der Methode des Nivellirens aus der Mitte zu bedienen. Hierbei sind die Stationen möglichst lang, jedoch auch nur so lang zu machen, daß man bei gehöriger Stellung der Ocularröhre die Marke an den Zieltafeln noch genau erkennen oder, wenn die Nivellirstangen so eingerichtet sind, daß die Zeichenhöhen sogleich vom Standpunkt des Nivellirinstrumentes aus abgelesen werden können — eine Einrichtung, welche die Einfachheit und Zuverlässigkeit des Nivellirens erhöht, und deshalb, wo irgend thunlich, in Anwendung zu nehmen ist — das Ablesen der Zeichenhöhen noch sicher genug bewirken kann.

Nur in Fällen, wo das Nivelliren aus der Mitte mit verhältnißmäßig zu viel Zeitaufwand verbunden sein würde, wie bei Thalüberschreitungen, ist das Nivelliren aus dem Ende gestattet. Bei Anwendung dieser Methode hat man jedoch stets aus beiden Enden zu nivelliren, sich dabei aller zur Erlangung einer größeren Genauigkeit zu Gebote stehenden Mittel, als des Repetirens der Beobachtungen bei umgesetzter Libelle, bei um 180 Grade gedrehtem und verwendetem Fernrohre ꝛc. zu bedienen und aus den erhaltenen Ergebnissen das arithmetische Mittel zu nehmen.

Beim Nivelliren aus der Mitte ist es hinreichend, die Mitte zwischen den Nivellirstangen durch Ausschreiten zu suchen.

b. Niveaubestimmungen in der Grube.

§. 12. Allgemeine Bestimmungen in Betreff der in der Grube anzuwendenden Nivellirmethoden. — Bei den Niveaubestimmungen in der Grube hat man zu unterscheiden, ob dieselben in Betreff der in §. 6 erwähnten Netzpunkte und anderer wichtigen, große Genauigkeit erfordernden Angaben vorgenommen werden oder ob sie nur zu Angabe des Details dienen.

Während im letzteren Falle die Höhen- und Teufenermittelung gleichzeitig mit den Compaßmessungen vermittelst des Gradbogens ausgeführt werden kann, sind im ersteren Falle die Niveauverhältnisse getrennt von der Bestimmung der Horizontalprojectionen auszumitteln und ist dabei das in den §§. 13 und 14 angegebene Verfahren einzuschlagen.

Erläuterung. — Es ist eine bekannte Thatsache, daß man sich, wenn von einer geneigten Ebene die Horizontalprojection genau zu ermitteln ist, in der Regel genöthigt sieht, die Genauigkeit in der Bestimmung der Verticalpro-

jection zu vernachlässigen und umgekehrt, wenn man die letztere möglichst scharf zu bestimmen sucht, diese Bestimmung sodann gewöhnlich nur auf Kosten der Genauigkeit in der Ermittelung der Horizontalprojection bewirken kann. Wo es folglich darauf ankommt, beide Projectionen gleich scharf und zuverlässig zu bestimmen, ist es am zweckmäßigsten, die Bestimmung einer jeden für sich vorzunehmen.

§. 13. Das Nivelliren auf Strecken. — Auf den gewöhnlichen Strecken des sächsischen Regalbergbaues, welche nicht zu starkes Ansteigen haben, ist die Bestimmung der Niveaudifferenzen von den Netzpunkten ebenfalls vermittelst des Luftblasenniveaus zu vollziehen und dabei nur die Methode des Nivellirens aus der Mitte nach den in §. 11 gegebenen Vorschriften in Anwendung zu bringen.

Wenn jedoch diese Grubennivellements wegen sehr beengten Raumes und kurzer Wendung der Strecken stellenweise einen größeren Zeitaufwand erfordern (was aber bei den Hauptstrecken, auf denen die bezügliche Nivellirmethode in der Regel nur anzuwenden ist, im Ganzen selten vorkommen dürfte), so kann man dieselbe unterbrechen und an den fraglichen Stellen zur Verbindung der abgebrochenen Nivellements von dem Gradbogen Gebrauch machen.

Die Anwendung des letzteren ist auch gestattet, wenn man den betreffenden Zug in der in §. 2, sub d, β, bezeichneten Weise genau controliren kann.

In diesen Fällen hat man aber zu möglichster Verminderung der Krümmung der flachen Schnüre dieselben nicht über 5 Lachter lang zu machen und sehr straff anzuspannen, nächstdem auch jede einzelne Gradbogenmessung nach Umhängung des Instrumentes zu wiederholen und aus den beobachteten Winkeln das Mittel zu nehmen, so wie darauf zu sehen, daß die Schnüre, damit die Axe durch die Haken des an der Schnur hängenden Gradbogens parallel der Axe durch die Endpunkte der Schnur ist, durchgängig von gleicher Dicke sind und sich an den Schraubenpunkten in gleicher Höhe berühren.

Die Längenmessung der Schnüre kann durch die gewöhnliche Fünflachterkette erfolgen, der Gradbogen aber ist, statt der früheren Achtel- mit Zehntel-Theilung zu versehen und unmittelbar bis zu 2 Zehntel-Grade genau einzutheilen, so daß noch halbe Zehntel abgeschätzt werden können.

Erläuterung. — Bei dem derzeitigen sächsischen Markscheider-Gradbogen ist die Bogenlänge eines Grades in 8 Achtel und jedes Achtel in 2 Theile (plus und minus) getheilt, welche von ungleicher Größe sind und von denen der erste 5, der andere $2\frac{1}{2}$ Minuten beträgt.

Ist die Achteltheilung schon darum zu verwerfen, weil man dabei mit Bruchtheil-Minuten zu thun hat, während man doch nur eine Größe von höchstens 3 Minuten genau am gewöhnlichen Gradbogen von 10 Zoll Länge abschätzen kann, so ist auch die ungleiche Eintheilung der Achtel sehr unbeholfen. Aus nachstehender Tabelle, in welcher die Rubrik links die innerhalb eines Grades abzulesenden einzelnen Theile, dagegen die Rubrik rechts die diesen Theilen entsprechenden Minutensummen enthält, läßt sich die Schwerfälligkeit und Ungleichmäßigkeit der betreffenden Theilung ersehen:

0 Grad	0 Minuten
p "	5 "
$\frac{1}{8}$ "	$7\frac{1}{2}$ "
$\frac{1}{4}$ m "	10 "
$\frac{1}{4}$ "	15 "
$\frac{1}{4}$ p "	20 "
$\frac{3}{8}$ "	$22\frac{1}{2}$ "
$\frac{1}{2}$ m "	25 "
$\frac{1}{2}$ "	30 "
$\frac{1}{2}$ p "	35 "
$\frac{5}{8}$ "	$37\frac{1}{2}$ "
$\frac{3}{4}$ m "	40 "
$\frac{3}{4}$ "	45 "
$\frac{3}{4}$ p "	50 "
$\frac{7}{8}$ "	$52\frac{1}{2}$ "
1 m "	55 "
1 "	60 "

Werden dagegen die Grade in Zehntel und diese letzteren in halbe Zehntel getheilt, so erhält man folgende Reihenfolge:

0 Grad	0 Minuten
0,05 "	3 "
0,10 "	6 "
0,15 "	9 "
0,20 "	12 "
0,25 "	15 "
0,30 "	18 "
0,35 "	21 "
0,40 "	24 "
0,45 "	27 "
0,50 "	30 "
0,55 "	33 "
0,60 "	36 "
0,65 "	39 "
0,70 "	42 "
0,75 "	45 "
0,80 "	48 "
0,85 "	51 "
0,90 "	54 "
0,95 "	57 "
1,00 "	60 "

Bei gegenseitiger Vergleichung der beiden Theilungsarten ergiebt sich entschieden der Vorzug der letzten vor der ersteren.

§. 14. Das Nivelliren in Schächten. — In ganz saigeren Schächten erfolgt die Bestimmung der Niveauunterschiede vermittelst eingelotheter Meßstäbe, welche wo möglich mit ihren Enden zusammengestoßen werden, wozu die Einstriche, in Treibeschächten besonders die Streichbäume, zu benutzen sind, oder welche man, wo ein unmittelbares Zusammenstoßen nicht erfolgen kann, durch Ausspannung einer vollkommen söhligen Schnur mit Hilfe des Gradbogens sorgfältig einzuwiegen hat, damit das obere Ende des unteren Meßstabes genau in das Niveau des unteren Endes des oberen Stabes komme.

Bei flachen Schächten und in Strecken, die ein solches Ansteigen haben, daß das in §. 13 beschriebene Verfahren mit dem Luftblasenniveau nicht angewendet werden kann, hat man sich der Nivellirmethode mit Maßstäben in Verbindung mit dem Setzniveau zu bedienen, dabei aber ebenfalls soviel als möglich saiger eingelothete Meßstäbe mit zu benutzen.

Im Uebrigen sind bei Niveaubestimmungen in Schächten zugleich die Niveauabstände derjenigen Punkte mit zu ermitteln, welche bei der Aufnahme mit dem Theodoliten als Standpunkte dienen, um dadurch die Bestimmung der Horizontalprojectionen der Visirlinien vorzubereiten und zu erleichtern (vergl. §. 19).

Erläuterung. — Zur Ermittelung der Saigerteufen von flachen Schächten ꝛc. sich der Markscheiderkette und des Gradbogens zu bedienen, ist deshalb unzweckmäßig, weil einerseits die Fehler im Längenmessen, das wie jede Art des Kettenmessens sehr unvollkommen ist, bei sehr geneigten Linien weit nachtheiliger auf die Richtigkeit der Saigerteufenmessungen einwirkt, als bei geringen Neigungen, und andererseits die Kettenlinien geneigter Linien die Bestimmung der wahren Neigung schwieriger macht. Aus diesem Grunde ist in Fällen der angegebenen Art die Methode des Nivellirens mit Meßstäben und dem Kipp- oder Setzniveau, welches dem eigentlichen Luftblasenniveau sehr nahe steht (siehe „Civilingenieur", Bd. I, S. 129) vorzuziehen.

C. Bestimmungen über die Ermittelung der Lage von Punkten in der Horizontalebene.

a. Die Herstellung und Ausmessung der Triangelnetze über Tage.

§. 15. Die Auswahl der Dreiecke und Fixirung der Eckpunkte. — Bei der trigonometrischen Netzlegung, welche den Grubenvermessungen zu Grunde zu legen ist, sind die Dreieckspunkte so auszuwählen, daß man von ihnen aus eine freie Aussicht auf den aufzunehmenden District erlangt, man hat sie daher hauptsächlich auf Anhöhen, Halden ꝛc. anzubringen, dabei aber darauf zu sehen, daß die Winkel an den zu bestimmenden Punken in jedem einzelnen Dreiecke thunlichst nahe einem rechten kommen; sehr spitze und sehr stumpfe Winkel an diesen Punkten sind in jedem Falle zu vermeiden.

Der Prüfung und Genauigkeit wegen hat man so viel Dreieckspunkte anzunehmen, daß man das ganze Terrain mit mindestens 2 Triangelnetzen überziehen kann.

Das Fixiren der Dreieckspunkte erfolgt durch starke Holzpfähle, welche tief genug in die Erde einzutreiben sind, damit sie nicht leicht und wenigstens nicht vor Beendigung der ganzen Aufnahme verloren gehen. Diese Pfähle dienen zugleich unmittelbar zur Befestigung der Signalstangen und sind deshalb mit entsprechenden Löchern zu versehen.

Die Spitzen von Kirchthürmen, die Giebel großer Gebäude und andere ausgezeichnete Punkte sind in die Triangelnetze mit einzuschließen und lassen sich ebenfalls als Fixir- und Orientirungspunkte benutzen.

§. 16. Die Auswahl und Ausmessung der Standlinien. — Für die Standlinie hat man in der Mitte der Triangulation ein Terrain auszusuchen, welches sehr eben und so viel als möglich horizontal ist; ihre beiden Endpunkte müssen von wenigstens 2 Punkten des Dreiecknetzes gesehen werden können und mit demselben 2 Triangel bilden, in denen bezüglich der Winkel in den letztgenannten Punkten den in §. 15 gedachten Erfordernissen ganz besonders zu entsprechen ist, um einen genauen Anschluß der Standlinien an das Netz zu bewirken.

Die Länge der Standlinie ist deshalb der Ausdehnung der Triangulation entsprechend und mindestens von einer solchen Größe anzunehmen, daß die Winkel an den ihr gegenüberliegenden Punkten der Standliniendreiecke nicht unter 45 Grad betragen.

Bei größeren Triangulationen oder wenn die Standlinie nicht in die Mitte des Triangelnetzes gelegt werden kann, hat man 2 Standlinien nahe an den entgegengesetzten Enden anzunehmen und auszumessen, aus jeder derselben mit Hilfe der gemessenen Dreieckswinkel eine zwischenliegende Seite zu berechnen und das Mittel aus den so erhaltenen beiden Werthen für diese Seite in der Berechnung des ganzen Dreiecknetzes zu Grunde zu legen.

Auf das Ausmessen der Standlinie hat man alle nur mögliche Sorgfalt zu verwenden und ist dasselbe vermittelst guter Meßstäbe unter Benutzung des Setzniveaus zur Bestimmung der Neigung der letzteren zu bewerkstelligen.

Jede einzelne Standlinienmessung hat man zu repetiren und aus den erhaltenen Resultaten das Mittel zu nehmen.

Bei weitläufigen Triangulationen, und wenn in den letzteren bedeutende Höhenunterschiede vorkommen, sind die Standlinien, wegen der sphäroidischen Gestalt der Erde, auf einerlei Niveau zu reduciren.

Erläuterung. — Da bei der trigonometrischen Netzlegung über eine Gruben- oder Bergrevier höchstens nur 2 Längenmessungen, nämlich die der Standlinien, vorkommen,

alle übrigen Linien und Längen aber durch Rechnung gefunden werden, so kann man sich der Mühe, welche die Erfüllung der aufgestellten Erfordernisse rücksichtlich der Standlinienmessung beansprucht, gern unterziehen.

§. 17. Die Winkelmessung in den Triangelnetzen. — Die Bestimmung der Winkel in den Dreiecksnetzen erfolgt lediglich mit Hilfe des Theodoliten.

Zur Erlangung einer größeren Genauigkeit und gleichzeitigen Prüfung hat man dabei die Methode der Repetition oder Multiplication der Beobachtungen anzuwenden. Wenn man beim Winkelmessen das Fernrohr stark kippen, so wie wenn man die Ocularröhre für das Anvisiren eines jeden Signals besonders einstellen muß, was besonders beim Anschluß des Details nicht vermieden werden kann, wo von den beiden Signalen, welche die Schenkel des zu messenden Winkels angeben, gewöhnlich das eine sehr nahe und das andere entfernt ist, so hat man die Winkelmessungen mit umgeschlagenem Fernrohr zu wiederholen.

b. Die Aufnahme in der Grube.

§. 18. Die bei den Vermessungen in der Grube anzuwendenden Instrumente und Methoden im Allgemeinen. — Zu allen wichtigeren Markscheiderangaben in der Grube, folglich ganz besonders zur Bestimmung der söhligen Lage der nach §. 6 herzustellenden Orientirungslinien in den Hauptschächten und Strecken hat man sich ebenfalls des Theodoliten zu bedienen und das in den §§. 19 und 20 vorgeschriebene Verfahren einzuschlagen.

Dagegen ist die Angabe des zwischen diesen Orientirungslinien liegenden Details und die Aufnahme derjenigen Strecken und Schächte, welche bei Bestimmung und Anschließung jener Linien an die Tagetriangulation außer Berücksichtigung geblieben sind, vermittelst des Compasses nach den in §. 21 festgesetzten Bestimmungen zu bewerkstelligen.

Statt des eigentlichen Markscheidercompasses mit Kreuzschnüren kann man sich bei dem Vorhandensein magnetischer Einflüsse des Braunsdorf'schen Instrumentes oder der Diopter- oder Feldmesserbouſſole (welche letztere dem ersteren besonders auf nicht allzu beengten und verkrüppelten Strecken vorzuziehen ist, vergl. §. 2, d) bedienen, obwohl in den Fällen, wo stärkere Ablenkungen stattfinden, der Gebrauch dieser Instrumente so viel als möglich zu vermeiden und stets die Anwendung des Theodoliten zu empfehlen ist.

Erläuterung. In Betreff des Verfahrens im magnetischen Gebirge s. §. 2, d.

Die Diopterbouſſole wird natürlich durch eine Fernrohrbouſſole, noch mehr aber durch den neuerdings vom Herrn Professor Weisbach im „Civilingenieur", Bd. II, S. 142, angegebenen Bouſſolen-Theodoliten an Brauchbarkeit und Genauigkeit übertroffen.

§. 19. Das Peripherisiren vermittelst des Theodoliten. — Was die Bestimmung der Orientirungslinien unter einander auf den Strecken oder überhaupt die mit dem Theodoliten in Grubenbauen auszuführenden wichtigeren Vermessungen anlangt, so erfolgen dieselben durch die Methode des Peripherisirens.

Die Momente, welche man hierbei vorzüglich zu berücksichtigen hat, sind im Wesentlichen folgende:

Vor Allem hat man kurze Visirlängen thunlichst zu umgehen, und wenn man es dennoch mit der Angabe von Azimuthalwinkeln kurzer Linien zu thun hat, nach der Schnur eines aufgehängten Lothes zu visiren, während sonst bei größeren Entfernungen die Flamme einer ausgesteckten Lampe als Signal dient.

Nächstdem hat man bei Aufstellung des Theodoliten denselben genau in den Standpunkt zu centriren, überhaupt aber bei der Winkelmessung mit großer Sorgfalt zu verfahren und stets die in §. 17 angedeuteten Hilfsmittel zu Erreichung der größtmöglichen Genauigkeit in Anwendung zu bringen.

Um sich darüber Gewißheit und Beruhigung zu verschaffen, daß man in der Winkelmessung beim Peripherisiren in der Grube keinen Fehler begangen habe, hat man den Azimuthalwinkel einer Visirlinie nahe am Ende der Aufnahme vermittelst einer großen Diopterbouſſole oder, wenn ein Magnettheodolit (vgl. „Civilingenieur", Bd. I, S. 16) zu Gebote steht und derselbe nicht schon selbst zum Peripherisiren angewendet worden ist, mit diesem letzteren Instrument einer Prüfung zu unterwerfen, indem man die Abweichung dieser Linie und die irgend einer Dreiecksseite über Tage von dem magnetischen Meridian bestimmt, wobei man natürlich vor magnetischen Störungen gesichert sein muß.

Das Längenmessen beim Peripherisiren erfolgt in der Hauptsache durch Meßstäbe mit Hilfe des Setzniveaus; auf Strecken jedoch, die ein geringes und gleichmäßiges Ansteigen haben, und wo die flachen und söhligen Längen einander gleich sind, kann man das Setzniveau entbehren und sich statt der Meßstäbe längerer Meßlatten bedienen, wenn für deren Auflegung das Tragewerk eine gute Unterlage gewährt. Dagegen hat man in Schächten und solchen Grubenbauen, wo die Meßstäbe eine große Neigung erhalten, nicht allein bei Bestimmung der Neigung, sondern auch, weil in diesen Fällen überhaupt das Längenmessen gewöhnlich mit größeren Schwierigkeiten verbunden ist, sonst allenthalben mit Vorsicht und Accurateſſe zu arbeiten. Am einfachsten und sichersten erfolgt die Bestimmung der söhligen Projectionen sehr geneigter Visirlinien, wenn man nach §. 14 die Niveauabstände der Standpunkte ermittelt und beim Peripherisiren durch den Höhenkreis des Theodoliten

den Neigungswinkel der Visirlinien bestimmt, folglich abweichend von dem gewöhnlichen Verfahren, statt aus der flachen Teufe aus der Saigerteufe und dem Neigungswinkel die Sohle berechnet.

Außer den mehrgenannten Netz- oder Orientirungspunkten hat man auch jeden einzelnen Standpunkt zu markiren, wozu jedoch verlorene Spreitzen und dergleichen Hilfsmittel, die man in der Förste oder überhaupt so anbringt, daß sie die freie Bewegung in den Grubenbauen thunlichst wenig behindern, ausreichen, wenn man dafür sorgt, daß die Marke des Standpunktes so lange in unveränderter Lage bleibt, bis zu genauer Ermittelung der Azimuthalwinkel und Horizontalprojectionen der Visirlinien nichts mehr zu thun übrig bleibt und nach Befinden auch die vorangegebene Controle stattgefunden hat, so wie die durch Coordinatenmessungen ꝛc. zu bewirkende Aufnahme des innerhalb der Visirlinien liegenden Details vollendet ist.

Zusatz. — Was mein Verfahren beim Gebrauche des Theodoliten in der Grube im Speciellen, und zwar das Markiren der Standpunkte, das Aufstellen und Centriren des Instrumentes, die Beleuchtung der Visirpunkte und das Längenmessen betrifft, so ist dasselbe folgendes.

Alle Standpunkte, gleichviel ob sie nur vorübergehend benutzt und an verloren eingeschlagenen Spreitzen oder dergleichen angegeben werden, oder ob sie die in §. 6 erwähnten festen Netz- und Orientirungspunkte repräsentiren und durch Dübel ꝛc. gebildet werden, markire ich durch die in Fig. 1, Taf. 14, Bd. I des „Civilingenieurs" dargestellten kleinen Schräubchen aus etwa $\frac{1}{16}$ Zoll starkem Eisendraht mit einem Oehre, nicht größer, als es zum Durchziehen der Lothschnur erforderlich ist. Unter den so markirten Punkten lasse ich ungefähr in der halben Manneshöhe gehörig breite Spreitzen aus alten Pfosten oder Brettern zwischen den Ulmen oder Stößen so fest eintreiben, daß ich den Theodoliten sicher darauf aufstellen kann. Des Stativs bediene ich mich in der Grube — außer auf Füllörtern und in anderen weiten Räumen, wo sehr lange Spreitzen eingetrieben werden müßten — aus dem Grunde nicht, weil dessen Aufstellung in den durchschnittlich 0,6 Lachter weiten Strecken nicht blos wegen des Tragewerkes, welches überhaupt keine stabile Basis gewährt, sehr mühselig und zeitraubend ist, sondern auch insofern die Genauigkeit der Winkelmessung gefährdet, als man wegen des Rück- und Vorwärts-Visirens bald vor, bald hinter dem Theodoliten sich aufstellen muß, und trotz der größten Vorsicht an die Schenkel des Stativs anstoßen, dadurch aber leicht eine Verrückung der Orientirung verursachen kann, ja sogar Gefahr läuft, das Stativ sammt Instrument umzureißen. Bei Benutzung von Spreitzen zur Aufstellung des Theodoliten kann man dagegen bequem unter dem letzteren hin- und herkriechen und erlangt zugleich noch einen Vortheil für die Beleuchtung beim Visiren, so wie nach Befinden für die Längenmessung, wie aus dem Nachstehenden näher hervorgeht.

Das Schlagen der Spreitzen und Einbohren der Schräubchen besorgt unter Zuziehung eines Zimmerlings mein erster Gehilfe (Kettenzieher), den ich darauf instruirt habe. Hat derselbe mehrere Standpunkte in der besagten Weise vollständig hergestellt, so beginne ich in Begleitung eines dritten Gehilfen, eines brauchbaren Grubenjungen, hinterher mit dem Theodoliten zu manipuliren. Der Grubenjunge ist mir beim Aufstellen, Centriren und Einnivelliren des Theodoliten durch Leuchten mit der Blende und Halten des Lothes behilflich. Ist auch das Centriren erfolgt, so geht dieser Gehilfe nach dem letzten, bereits bestimmten Standpunkt oder überhaupt nach demjenigen Punkt, der zur Anschließung der Aufnahme dient, zurück, hängt in das Schräubchen ein Loth richtig auf, so daß dasselbe noch nicht die darunter befindliche große Spreitze, welche ich mit dem Namen „Standspreitze" belegen will, berührt, sondern noch etwa 1 Zoll von derselben absteht und frei hängt, befestigt das Schnurende an einer in dieser Spreitze eingebohrten gewöhnlichen Markscheiderschraube, und stellt auf der Spreitze eine gut erleuchtete Blende hinter die Lothschnur so auf, daß mir die letztere im Fernrohr des Theodoliten auf der inneren Rückwand der Blende als ein schwarzer, dem Fadenkreuz ähnlicher Faden erscheint, so daß eine besondere Illumination des Fadenkreuzes gar nicht nothwendig ist.

Diese Art des Visirens ist schärfer, als nach aufgehängten Lampen, weil bei den letzteren das Object breiter ist und natürlich einen größeren Seitenfehler zuläßig macht. Wenn man die innere Rückwand der Blende mit weißem Papier oder besser mit einer weißen Biscuittafel bekleidet, so kann man die Lothschnur noch bei Entfernungen bis zu 30 Lachter sehr deutlich erkennen, und braucht man die Lampen (vgl. „Civilingenieur", Bd. I, S. 129 und Taf. 14, Fig. 2) nur erst bei noch größeren Längen, die beim Regalbergbau jedoch sehr selten vorkommen, da die Visirlinien in der Regel 10 Lachter nicht übersteigen, in Anwendung zu bringen.

Während der Gehilfe das Loth auf dem letzten Standpunkte einhängt und dessen Beleuchtung vorrichtet, unterziehe ich mich desselben Geschäftes im nächsten Standpunkte. Sodann erfolgt die Messung des Winkels, und zwar mindestens 4 mal, die Hälfte mit umgeschlagenem Fernrohr, indem ich gleichzeitig beim Einschreiben in das Notizbuch nachrechne, ob die abgelesenen Winkel mit einander übereinstimmen, damit ich nicht später genöthigt bin, nochmals mit dem Instrument auf einen Standpunkt zurückzukehren und mich daselbst aufzustellen.

Nach Erledigung der Winkelmessung rücke ich mit dem Theodoliten nach dem nächsten Standpunkte fort, und die Manipulation wiederholt sich in der vorigen Weise.

Die Längenmeſſung der mit dem Theodoliten beſtimmten Viſirlinien, ſo wie das Coordinatenmeſſen zur Angabe des darinnen liegenden Details, vollziehe ich in der zweiten Hälfte einer jeden Schicht, damit die Aufnahme ſoweit als beendet angeſehen werden kann und keine Wiederholung erheiſcht, dafern bis zur nächſten Schicht die Marke des einen oder anderen Standpunktes verloren gegangen ſein ſollte.

Wenn die Aufnahme mit ſchon genau beſtimmten Punkten zum Schluſſe gebracht und daher ſcharf controlirt werden kann, ſo habe ich mich zeither zum Längenmeſſen beim gewöhnlichen Peripheriſiren der Fünflachterkette unter Anwendung von Markſcheiderſchnüren und Aufhängung des Gradbogens bedient, indem ich im Lothe der betreffenden Marken in der Standſpreitze Schrauben einbohren und durch dieſelben die Schnüre ausſpannen laſſe. Bei dieſem Verfahren muß man jedoch auf die Mängel der Kettenmeſſung ſtrenge Rückſicht nehmen und die angewendeten Ketten öfters prüfen oder mit corrigirten vertauſchen.

Wo ſich dagegen die Aufnahme nicht zum Schluſſe bringen und keine ſcharfe Controle ausüben läßt, nehme ich beim Peripheriſiren auf Strecken Meßlatten, reſp. unter Aufſetzung des Kippniveaus, in Anwendung, welche einfach auf das Tragewerk aufgelegt und durch Einbohren einer Markſcheiderſchraube oder eines Nagelbohres feſtgehalten werden, um ſie beim Zuſammenſtoßen nicht zu verrücken.

Wenn aber die Latten bald eine große, bald eine geringe Neigung erhalten und das Aneinanderſtoßen derſelben nicht mehr genau erfolgt, wie in flachen Schächten ꝛc., ſo nehme ich zu den Stäben, deren ich mich beim Ausmeſſen der Standlinien für Triangulationen, ſo wie bei der in §. 20, sub γ, beſchriebenen Anſchlußmethode der Grubenaufnahme an die Dreiecksnetze bediene, meine Zuflucht. Dieſelben beſtehen, ſ. Fig. 1, aus 2 in einander eingeſetzten Latten A und B; an den Enden der unteren Latte ſind 2 ſtählerne, $\frac{1}{4}$ Zoll ſtarke Platten a und b eingelaſſen und durch Holzſchrauben befeſtigt. Figur 2 ſtellt die Platte a, ſo wie Figur 3 die Platte b im Grundriß und in der Seitenanſicht dar. Bei dieſer Einrichtung berühren ſich die Meßſtäbe nicht in einer Fläche, ſondern nur in einem Punkte und laſſen ſich folglich, ſelbſt wenn der eine Stab eine bedeutende, der andere eine geringe Neigung hat, genau zuſammenſtoßen, ſobald man nur das Ende a des zweiten Stabes an das Ende b des erſten, wie Figur 4 veranſchaulicht, anſtößt.

In mehrfacher Beziehung iſt es zwar vortheilhaft und bequem, wenn die Länge eines Stabes ganze Einheiten, wie z. B. genau 1 oder 2 Lachter beträgt, weil aber die Stäbe mit der Zeit ihre urſprüngliche Länge ſtets etwas verändern, ſo habe ich den meinigen eine beliebige Länge, wie es das Holz gerade geſtattete, geben laſſen, und daher beſitze ich 2 Stäbe von ungefähr 2,2, ſo wie einen von circa 1,1 Lachter Länge. Die genaue Längenbeſtimmung dieſer Stäbe bewirke ich durch einen von Herrn Bergmechanikus Lingke in Freiberg angefertigten ſtählernen Normallachterſtab, wie ein ſolcher bei allen K. S. Bergämtern vorhanden iſt, und kann ich dieſelbe zu jeder Zeit darnach wieder prüfen und berichtigen.

Das Auflegen der Meßſtäbe erfolgt in der Regel ebenfalls auf das Tragewerk oder aber auf Spreitzen ꝛc. (über Tage auf die bloße Erde), indem ich nur an den Enden Bretſtückchen oder dergleichen unterlege, um dem Stabe eine freie Lage zu geben und ein Kippen zu verhüten. Wenn der erſte Stab genau an den Punkt, von dem aus die Längenmeſſung erfolgen ſoll, angeſchoben und in die gehörige Richtung gebracht worden iſt, ſo wird er von einem oder zwei Gehilfen an den Enden feſt auf die Unterlage aufgedrückt und ſo gehalten, daß er ſich nicht verrücken kann, ſodann erſt der zweite Stab angelegt. Hat auch der letztere die erforderliche Lage, ſo wird er ebenfalls gehörig feſtgehalten, der erſte dagegen nunmehr vorſichtig weggenommen und an den zweiten angeſtoßen.

Hierbei kann ich nicht unerwähnt laſſen, daß ich für das Meſſen nach den, zur Verbindung der Gruben- und Tageaufnahme dienenden, in den Schächten hineingehängten Lothen noch einen Zeiger benutze, welchen ich unten am letzten Meßſtabe anſchiebe und durch eine Preßſchraube feſtſtelle, wenn ich ihn ſo weit am Stabe hingeſchoben habe, daß er die Lothſchnur, ohne an dieſelbe anzutreffen, erreicht. Dieſer Zeiger, Figur 5, iſt von Eiſen und bezweckt, die Meſſung ſicherer und ſchneller auszuführen, ſo wie zu vermeiden, daß die Lothe berührt und in Schwingungen gebracht werden, indem man den Stab, ſobald der Zeiger feſtgeſtellt iſt, ohne Weiteres abheben und ſodann das Meſſen der am Stabe durch den Zeiger angegebenen Länge an einem beliebigen Orte mit dem Zollſtabe weit genauer und bequemer vornehmen kann, als wenn man unmittelbar mit dem Zoll- oder Meterſtäbchen auf dem Meßſtabe bis zu dem im Schachte hereinhängenden Lothe hinzumeſſen genöthigt iſt, weil dadurch das letztere ſehr leicht getroffen und in Folge der entſtehenden Pendelbewegungen die Meſſung ſowohl ſehr verzögert, als auch unſicher gemacht wird.

In Freiberg hat man ganz neuerdings zum Längenmeſſen in der Grube mit Vortheil Bandmaße von Meſſingblech benutzt, ſo wie beim Peripheriſiren beſondere Geſtelle angewendet, welche auf den zwiſchen den Streckenulmen eingetriebenen ſogenannten Standſpreitzen befeſtigt, und worauf ſowohl der Theodolit, als auch die Signallampen aufgeſtellt werden. Dieſelben ſind ſo eingerichtet, daß der Theodolit, wenn er auf ein ſolches Geſtelle, worauf vorher eine Signallampe geſteckt hat, aufgeſtellt wird, ſogleich genau centrirt iſt. Dadurch wird nicht nur die Zeit zum Aufſtellen

und Centriren des Instrumentes bedeutend abgekürzt, sondern auch die Genauigkeit der Arbeit erhöht. Diese Gestelle sind daher jedenfalls sehr zweckmäßig und es ist wünschenswerth, daß darüber weitere Versuche gemacht und Mehreres bekannt werde.

§. 20. Die Anschließung der unterirdischen Grubenaufnahme an die Triangelnetze über Tage. — Der Anschluß der Grubenaufnahme an die Triangelnetze über Tage kann verschieden erfolgen, je nach der Art und Weise, wie die unterirdischen Baue zugänglich sind. Die Methoden, welche in dieser Beziehung in Anwendung zu bringen sind, sind folgende:

Wenn man

α. durch Stölln oder flache Schächte in die Grube gelangt, so wird der Zusammenschluß durch die Methode des Peripherisirens bewirkt und ist dabei streng nach den Vorschriften des vorigen Paragraphes zu verfahren.

Wenn

β. die betreffenden Grubenbaue durch 2 saigere Schächte mit der Tagesoberfläche in Verbindung stehen, so erfolgt der Anschluß der Grubenaufnahme an die Triangulation dadurch, daß man durch jeden der Schächte ein Loth hängt, die Lage dieser Lothe gegen einander über Tage vermittelst der Dreiecksnetze sorgfältig bestimmt, hierauf auch in der Grube die beiden Lothe durch Peripherisiren mit dem Theodoliten genau verbindet und sodann aus den erlangten Ergebnissen umgekehrt die Azimuthalwinkel der einzelnen, beim Peripherisiren in der Grube angenommenen Visirlinien durch Rechnung ermittelt.

Kann man endlich

γ. nur durch **einen** saigeren Schacht in die Grube gelangen, so hängt man 2 Lothe in denselben und verbindet zunächst die beiden letzteren mit der Triangulation auf folgende Weise.

Ist C, Figur 6, der durch die Dreieckspunkte A und und B bestimmte Endpunkt der Triangulation, so visirt man von diesem Endpunkte C, welcher sich deshalb in unmittelbarer Nähe des Schachtes befinden muß, die Lothe l und l_1 mit dem Theodoliten an und bestimmt nicht nur den Winkel lCl_1, welchen die Visirlinien mit einander einschließen, sondern auch die Azimuthalwinkel dieser Linien, indem man den Theodoliten auf A oder B orientirt. Außerdem wird auch die söhlige Entfernung der beiden Lothe von einander, so wie die eines der letzteren von dem Standpunkte gemessen und man erhält folglich in dem kleinen Dreieck Cll_1 2 Seiten und einen anliegenden Winkel, so daß man daraus mit Hilfe des Azimuthalwinkels einer der Visirlinien $\overline{Cl}$ oder $\overline{Cl_1}$ den Azimuthalwinkel der zwischen den Lothpunkten gezogenen Linie $\overline{ll_1}$, und sodann die Coordinaten der Lothe selbst gegen den Nullpunkt des Triangelnetzes berechnen kann.

In der Grube schlägt man dasselbe Verfahren umgekehrt ein. Man stellt sich nämlich auf der bezüglichen Strecke in dem Anfangspunkte A_1 der Grubenaufnahme, welcher natürlich so gelegen sein muß, daß man von ihm aus ebenfalls die beiden Lothe ungehindert anvisiren kann, mit dem Theodoliten auf und bestimmt sowohl den Winkel lA_1l_1, als auch den Winkel B_1A_1l oder $B_1A_1l_1$, welchen die Linie vom Standpunkte A_1 nach dem zweiten Punkte B_1 der Grubenaufnahme mit einer der Visirlinien nach den Lothen einschließt, mißt ferner den söhligen Abstand des Punktes A_1 von einem der Lothe und berechnet endlich mit Hilfe des Azimuthalwinkels der Linie $\overline{ll_1}$ den Azimuthalwinkel und die Coordinaten der Linie $\overline{A_1B_1}$, wodurch sodann die Aufgabe gelöst ist.

So viel auf eine richtige Verbindung der Gruben- und Tageaufnahme ankommt, so nothwendig ist es, bei jeder der vorgeschriebenen Anschlußmethoden mit der größten Sorgfalt zu arbeiten und sich von der Richtigkeit des Zusammenschlusses durch Wiederholung und Verdoppelung desselben vollkommene Gewißheit zu verschaffen.

Ganz besonders aber stellt sich diese Nothwendigkeit bei der dritten Methode heraus, da die Linie, durch welche die Verbindung bewirkt wird, stets nur eine sehr kurze sein kann und die Bestimmung ihres Azimuthalwinkels nicht unmittelbar, sondern erst durch Rechnung erfolgt.

Deshalb hat man bei der zuletzt angeführten Anschlußmethode zunächst die Lothe thunlichst weit von einander zu hängen, jedoch so, daß sie vollkommen frei hängen und nicht im Mindesten anliegen, ferner hat man den Theodoliten ganz genau im Standpunkt zu centriren und die Winkelmessung, zu welcher nicht eher verschritten werden darf, als bis die Lothschnuren vollständig zur Ruhe gekommen sind, nicht blos mehrere Male zu repetiren, sondern auch mit umgeschlagenem Fernrohr vorzunehmen und ebenso die Bestimmung der Entfernung der Lothe von einander und von den Standpunkten mit der äußersten Schärfe zu bewerkstelligen. Nächstdem ist es außer der Wiederholung des Anschlusses, wobei man stets gut thun wird, auch die Lothe anders zu hängen, vortheilhaft, statt blos 2 Seiten der von den Lothen mit den Standpunkten gebildeten Dreiecke, alle 3 Seiten zu messen, so wie über Tage und in der Grube 2 Dreiecke mit den Lothen herzustellen, und zu diesem Endzweck auf beiden Seiten der Lothe einen Standpunkt anzunehmen, dadurch also mit einem Male eine doppelte Verbindung zu bewirken. Noch mehr zu empfehlen ist es, 3 Lothe in den Schacht zu hängen, dieselben ebenfalls von 2 Standpunkten aus zu bestimmen und die Berechnung des Problems der 3 Punkte in Anwendung zu bringen.

Im Uebrigen ist es zweckmäßig, von der in §. 19 erwähnten Prüfung auf die Richtigkeit der Winkelmessung

beim Peripheriſiren auch hier und alſo nicht blos am Ende, ſondern auch am Anfang der Grubenaufnahme Gebrauch zu machen.

Zuſatz. — Die in dieſem Paragraph aufgenommenen Anſchlußmethoden ſind Gegenſtand der Abhandlung im „Civilingenieur", Bd. I, S. 127, und bedürfen keiner weiteren Auseinanderſetzung. Neuerdings ſchlage ich jedoch bei der dritten Anſchlußmethode, wo die betreffenden Grubenbaue nur durch einen ſaigeren Schacht zugänglich ſind, eine andere Rechnungsweiſe ein und darüber habe ich mich näher auszuſprechen.

Sehr ſelten laſſen ſich nämlich die Standpunkte C und A_1 (Figur 6), von denen aus das Anviſiren der Lothe erfolgt, ſo anbringen, daß in den Dreiecken $C1l_1$ und A_1l_1l die Winkel l und l_1 aus einer anliegenden Seite, der Linie $\overline{ll_1}$ und dem beobachteten Winkel bei C oder A_1 gleich genau berechnet werden können; denn faſt immer fällt, z. B. im Dreieck $C1l_1$, der eine von dieſen Winkeln ziemlich ſpitz, der andere dagegen ſehr nahe einem Rechten aus und wird zwar der erſtere aus der Formel

$$\sin l_1 = \frac{\overline{Cl} \cdot \sin C}{\overline{ll_1}}$$

ſehr genau, der letztere dagegen durch den Ausdruck

$$\sin l = \frac{\overline{Cl_1} \cdot \sin C}{\overline{ll_1}}$$

ſehr unſicher, und zwar um ſo unſicherer beſtimmt, je näher er an 90° kommt. Obgleich man deshalb alle 3 Seiten der Dreiecke meſſen und den Winkel l aus der Gleichung

$$\cos l = \frac{\overline{Cl}^2 + \overline{ll_1}^2 - \overline{Cl_1}^2}{2\,\overline{Cl} \cdot \overline{ll_1}}$$

ermitteln kann, ſo iſt es doch, da die Längenmeſſung niemals ſo bequem und zuverläſſig, als die Winkelmeſſung mit dem Theodoliten vollzogen werden kann, thunlichſt zu vermeiden, gemeſſene Längen in die auflöſende Formel einzuführen und darum vielmehr zu empfehlen, ſowohl über Tage als in der Grube 2 Standpunkte, alſo auch 2 Anſchlußdreiecke anzunehmen und diejenigen trigonometriſchen Formeln zur Auflöſung anzuwenden, in denen wenigſtens ein Winkel enthalten iſt. Wo ſich nun aber 2 Dreiecke bilden und die Standpunkte C und D, ſo wie A_1 und A_2 (Figur 7) gegenſeitig anviſiren laſſen, löſe ich die Aufgabe durch die Formeln, welche bei Beſtimmung der unzugänglichen Diſtanz in Anwendung kommen. Wird nämlich

$$\begin{aligned}
\angle DCl &= C,\\
\angle CDl_1 &= D,\\
\angle DCl_1 &= \alpha,\\
\angle CDl &= \beta,\\
\angle ClD &= 180^\circ - (C + \beta) = \gamma,\\
\angle Cl_1D &= 180^\circ - (D + \alpha) = \delta,
\end{aligned}$$

$$\frac{\sin\alpha \cdot \sin\gamma \cdot \sin(D-\beta)}{\sin\beta \cdot \sin\delta \cdot \sin(C-\alpha)} = \operatorname{tang}\mu,$$

$\angle Cl_1l = \varphi$ und

$\angle Dll_1 = \psi$ geſetzt, ſo iſt

$$\frac{\varphi+\psi}{2} = \frac{\alpha+\beta}{2}$$

$$\operatorname{tang}\left(\frac{\varphi-\psi}{2}\right) = \operatorname{tang}\left(\frac{\alpha+\beta}{2}\right) \cdot \operatorname{cotang}(45^\circ + \mu)$$

und

$$\varphi = \frac{\varphi+\psi}{2} + \frac{\varphi-\psi}{2} \text{ ſowie}$$

$$\psi = \frac{\varphi+\psi}{2} - \frac{\varphi-\psi}{2}.$$

Dieſe Auflöſung hat den außerordentlichen Vorzug, daß ſie keine Längenmeſſung erfordert und daher zuverläſſiger und ſchärfer als jede andere Methode iſt.

Zur Controlirung derſelben kann man übrigens noch die Entfernung der Standpunkte und die der Lothe von einander, alſo die Linien $\overline{CD}$, $\overline{A_1A_2}$ und $\overline{ll_1}$ meſſen, und die Winkel φ und ψ auch aus den Gleichungen

$$\sin\varphi = \frac{\overline{CD} \cdot \sin\beta \cdot \sin(C-\alpha)}{\overline{ll_1} \cdot \sin\gamma} \text{ und}$$

$$\sin\psi = \frac{\overline{CD} \cdot \sin\alpha \cdot \sin(D-\beta)}{\overline{ll_1} \cdot \sin\delta}$$

ermitteln, wobei man im Vergleich zu den oben angegebenen Methoden wenigſtens den Vortheil erlangt, daß man nicht den Abſtand der Lothe von den Standpunkten zu beſtimmen braucht, die Entfernung der letzteren von einander aber ſehr genau meſſen kann.

Dieſe beiden Auflöſungen bieten nicht blos die größte Einfachheit und Bequemlichkeit, ſondern auch eine ſo zuverläſſige Genauigkeit, daß eine weitere Prüfung gänzlich entbehrlich iſt; ſogar in Fällen, wo die Lothe in Folge ſehr heftigen Wetterzuges ſehr weite Schwingungen machten, habe ich ausgezeichnet günſtige Reſultate erlangt.

§. 21. Das bei den Compaßmeſſungen einzuſchlagende Verfahren. — Bei der Aufnahme mit dem Compaß, bei der man zugleich die nach §. 12 vermittelſt des Gradbogens auszuführenden Niveaubeſtimmungen verbinden kann und welcher dem §. 18 zu Folge noch ein großer Theil der unterirdiſchen Vermeſſungsarbeiten zufällt, hat man hauptſächlich folgende Vorſchriften zu befolgen.

Man hat

α. in den Nebenſchächten und Zwiſchenſtrecken, in denen ſich keine der in §. 6 angegebenen Orientirungslinien befinden und welche daher bei der Aufnahme mit dem Theodoliten nicht berückſichtigt worden ſind, an geeigneten und ſicheren Stellen ebenfalls feſte Punkte durch Dübel und ✝e (in den Stößen der Schächte und Ulmen der Strecken) unter Berückſichtigung der Jahrtafeln herzuſtellen und ſo in der

Grube gewißermaßen ein zweites, dem Orientirungsnetze untergeordnetes Netz zu bilden. Die Lage der Punkte dieses zweiten Netzes ist nun zunächst gegen die des ersteren zu bestimmen, bevor man die eigentliche Detailaufnahme beginnt.

β. Die flachen Schnüre sind möglichst lang, jedoch wegen der Gradbogenmessungen nicht über 8 Lachter lang zu machen, auch thunlichst straff anzuspannen und so an den Markscheiderschrauben zu befestigen, daß der Endpunkt der einen und der Anfangspunkt der anderen Schnur richtig zusammenfällt.

γ. In Schächten — in flachen ebenso wie in saigeren — muß man ziemlich saigere und über 45 Grade geneigte Schnüre dadurch zu vermeiden suchen, daß man möglichst viele ganz saigere und abgelothete Schnüre zieht.

δ. Während es hier ausreicht, bei Bestimmung der Neigung der flachen Schnüre den Gradbogen, vorausgesetzt, daß er nicht auffällig unrichtig ist, nur einmal anzuhängen, hat man bei Abnahme des Streichwinkels stets an beiden Spitzen der Magnetnadel abzulesen und das Mittel der beobachteten Winkel zu nehmen, bei wichtigen Zügen auch den Compaß doppelt und zwar nach dem ersten Male 180 Grad um den Arenstift der Nadel gedreht anzuhängen und nach Befinden, wenn die Krüppelhaftigkeit und sonstige Beschaffenheit der Grubenbaue ein bequemes und sicheres Ablesen nicht gestattet, dasselbe wo möglich von 2 Standpunkten aus — auf beiden Seiten der Schnur — vorzunehmen.

ε. Die Magnetabweichung ist genau so in Rechnung zu bringen, wie sie von der in §. 4, sub b erwähnten, im astronomischen Meridian ausgespannten flachen Schnur zur mittleren Zeit der bezüglichen Compaßaufnahme angegeben wird. Zu diesem Zwecke hat man die Magnetabweichung vermittelst dieser Schnur oder der Bequemlichkeit halber und um Störungen durch Wind ꝛc. auszuweichen, vermittelst einer beliebig in der Grube angenommenen und in Bezug auf ihren Azimuthalwinkel genau bestimmten Linie — womöglich einer Orientirungslinie — mehrmals und zu entsprechenden Zeiten zu beobachten und für die Vormittags und Nachmittags abgelesenen Winkel getrennt einzuführen.

ζ. Bei übersetzenden Trümern, Gängen, Flötzen ꝛc. hat man die Streichwinkel, wo es möglich ist, durch in der Fläche der betreffenden Trümer, Gänge ꝛc. ausgespannte söhlige Schnüre zu bestimmen und — namentlich bei sehr flachem Fallen — als Uebersetzungspunkt denjenigen Punkt anzunehmen und anzugeben, wo diese Trümer die Sohle oder das Tragewerk der Strecken treffen.

Im Uebrigen hat man sich

η. bei dem Markscheidercompaß statt der früheren Stunden- der Grad-Eintheilung zu bedienen und dieselbe mindestens bis auf ganze Grade genau angeben zu lassen, damit man noch einzelne Zehntel abschätzen kann.

Demgemäß sind selbstverständlich auch alle Streichwinkel in Graden ꝛc. anzugeben und auszudrücken, und ist hiervon nur bei Angabe der Gänge, Trümer ꝛc. auf den Rissen eine Ausnahme zu machen, indem dieselbe nach wie vor durch Stunden zu bezeichnen sind.

Erläuterung zur Bestimmung sub γ. — Für Compaßmessungen muß man ziemlich saigere Schnüre vermeiden, nicht blos wegen der Beschwernisse, mit welchen in solchen Fällen die Winkelbeobachtung verbunden ist, sondern hauptsächlich darum, weil sich befürchten läßt, daß die Bestimmung des Streichens von Linien, welche der Lothrichtung — die bekanntlich gar kein Streichen hat — ziemlich nahe kommen, nicht mehr der Wirklichkeit gemäß erfolgt.

Erläuterung zur Bestimmung sub ε. — Wenn man das Markscheider-Zulege- und Hängezeug einer gegenseitigen sorgfältigen Prüfung unterwirft, so wird man in den allermeisten Fällen keine parallele Lage der Inderlinie des Compasses in beiden Instrumenten, sondern eine mehr oder weniger große Verschiedenheit darin bemerken, trotzdem daß sie den sonstigen Erfordernissen vielleicht vollständig entsprechen. Es folgt aber daraus, daß man bei Reducirung der Streichwinkel auf den wahren Meridian nicht die Größe der Magnetabweichung einzuführen hat, welche das Zulegezeug angiebt, sondern daß man die Declinationsbeobachtungen mit dem Hängezeuge vornehmen und den von demselben angegebenen Werth in Rechnung bringen muß, wodurch man in Verbindung mit den unter §. 21. δ. angeführten Manipulationen gleichzeitig den Vortheil erlangt, daß man jede durch die Wandelbarkeit des Instrumentes entstandene Veränderung unschädlich macht und eine schon begonnene Aufnahme mit jedem anderen Compasse fortsetzen, so wie zwei zu verschiedenen Zeiten ausgeführte Markscheiderzüge an einander anknüpfen kann, ohne deshalb Fehler zu begehen.

Erläuterung zur Bestimmung sub ζ. — Da es bei flachfallenden Uebersetzen, wie besonders bei Flötzen, gar nicht gleichgiltig ist, ob man den Punkt, wo das Uebersetzen die Förste oder die halbe Höhe oder die Sohle der Strecke durchschneidet, als Uebersetzungspunkt annimmt, so muß man in dieser Beziehung ein gleichmäßiges Verfahren beobachten und die Uebersetzungspunkte bei einer constanten Höhe, also etwa im Niveau des Tragewerkes oder in der Sohle annehmen.

Erläuterung zur Bestimmung sub η. — So nützlich und einfach die Stundeneintheilung beim Handcompaß wegen der Classificirung der Gänge nach ihrer Streichrichtung ist, weil es dabei höchstens nur auf die Angabe von Achtelstunden ankommt, ebenso unzweckmäßig ist dieselbe beim Markscheidercompaß, bei welchem man einen ganz

anderen Zweck als bei jenem verfolgt, und an dem man die Achtel wieder in Viertel und dieſe noch in plus und minus eintheilt. Denn abgeſehen von der Schwerfälligkeit im Ausdrucke dieſes Winkelmaßes, die hier weit auffälliger als beim Gradbogen hervortritt, iſt es auch bei anzuſtellenden Berechnungen höchſt unbequem und umſtändlich, die erhaltenen Winkelwerthe, welche man nur in Graden erhält, in plus oder minus, Viertel-Achtel-, halbe Achtel-, Achtel- und ganze Stunden zu verwandeln.

Aus dieſem Grunde iſt auch bei dem Markſcheidercompaß die Zehntel-Theilung nach Graden, wie ſie bereits an vielen Orten eingeführt iſt, ſehr anzuempfehlen, zumal dadurch zugleich eine Gleichmäßigkeit der Maße aller beim Markſcheiden vorkommenden Winkelmeßinſtrumente hergeſtellt wird.

Die abzuleſenden einzelnen Winkelmaße ſind übrigens

nach der jetzigen Eintheilung

h 12,0	0 Grad 0 Min. 0 Sec.
h 12 p	0 " 9 " 22,5 "
h 12,0¼ m	0 " 18 " 45 "
h 12,0¼	0 " 28 " 7,5 "
h 12,0¼ p	0 " 37 " 30 "
h 12,0½ m	0 " 46 " 52,5 "
h 12,0½	0 " 56 " 15 "
h 12,0½ p	1 " 5 " 37,5 "
h 12,0¾ m	1 " 15 " — "
h 12,0¾	1 " 24 " 22,5 "
h 12,0¾ p	1 " 33 " 45 "
h 12,1 m	1 " 43 " 7,5 "
h 12,1	1 " 52 " 30 "
h 12,1 p	2 " 1 " 52,5 "
h 12,1¼ m	2 " 11 " 15 "
u. ſ. w.	u. ſ. w.

nach der in Vorſchlag gebrachten Eintheilung

0 Grad	0 Grad 0 Min.
0,1 "	0 " 6 "
0,2 "	0 " 12 "
0,3 "	0 " 18 "
0,4 "	0 " 24 "
0,5 "	0 " 30 "
0,6 "	0 " 36 "
0,7 "	0 " 42 "
0,8 "	0 " 48 "
0,9 "	0 " 54 "
1,0 "	1 " 0 "
1,1 "	1 " 6 "
1,2 "	1 " 12 "
u. ſ. w.	u. ſ. w.

§. 22. Das Nachbringen der Grubenbaue und Anlagen, ſo wie das Weiterſpannen der Netze. — Wie die Grubenbaue und Anlagen allmählig an Ausdehnung gewinnen und beziehendlich entſtehen, ebenſo hat man nicht nur die dadurch ſich ergebenden Veränderungen auf den Riſſen nachzutragen, ſondern auch die im Vorhergehenden oft genannten Netze weiter auszuſpannen, und während es im Allgemeinen zur Vervollſtändigung der Riſſe ausreicht, ſich beim jährlichen und halbjährlichen Nachbringen des Compaſſes und Gradbogens nach den Vorſchriften des §. 21 zu bedienen, iſt die Herſtellung und Beſtimmung neuer Orientirungspunkte und Linien nach den §§. 19 und 20, und zwar ebenfalls in Zeitintervallen, welche dem Vorrücken der Baue entſprechen, vorzunehmen.

§. 23. Das Zulegen der markſcheideriſchen Aufnahmen und die Löſung der Aufgaben. — Die Zulage aller markſcheideriſchen Aufnahmen iſt in der Hauptſache vermittelſt der Längen und Breiten zu bewirken und durch gleichzeitige Benutzung des Compaſſes im Zulegezeuge gegen grobe Fehler zu ſchützen, indem man zunächſt alle feſten Punkte und vielleicht auch die Endpunkte einiger, zwiſchen je zwei derſelben liegenden Viſirlinien und beziehendlich flachen Schnüre durch die ihnen zukommenden, auf den Nullpunkt der Grube und den aſtronomiſchen Meridian bezogenen, aus dem Winkelbuche zu entnehmenden Coordinaten mit Hilfe der auf dem Riſſe angegebenen Quadrate (vergl. §. 30) aufträgt, und ſodann die übrigen Linien und Schnüre zwiſchen jenen Punkten mit dem Zulegezeug zulegt, inſofern ihre Längen groß genug ſind, daß man ſie mit dem Zirkel noch genau abnehmen und auf dem Riſſe abſtechen kann, widrigensfalls ſie ebenfalls mit Längen und Breiten zuzulegen ſind.

In gleicher Weiſe ſind auch alle markſcheideriſchen Angaben, bei denen es auf Genauigkeit ankommt, folglich die Angaben von Durchſchlägen, Oertungen, Grenzen ꝛc., lediglich nur nach den, durch trigonometriſche und analytiſch-geometriſche Rechnung erhaltenen Ergebniſſen zu machen, und kann man ſich der Methode der Conſtruction zu Löſung der betreffenden Aufgaben ebenfalls nur zur Prüfung der Berechnung auf grobe Fehler bedienen.

Es verſteht ſich hierbei von ſelbſt, daß ſowohl bei der Berechnung, wie bei der Zulage von denjenigen Punkten, deren Lage auf doppelte und mehrfache Weiſe gefunden worden iſt, und für deren Coordinaten daher mehrere Zahlenwerthe vorhanden, die Mittel der letzteren anzunehmen ſind, dafern unter den einzelnen Werthen nicht zu große Differenzen ſtattfinden.

Erläuterung. — Viele Markſcheider ſind der Anſicht, daß das Zulegen mit dem Compaß inſofern dem nach Längen und Breiten vorzuziehen ſei, als man dabei die Beobach-

tungsfehler, welche sich bei der Aufnahme eingeschlichen hätten, wieder begehe, und dadurch gegenseitig ausgleiche.

Diese Ansicht ist jedoch durchaus unbegründet, da beim Zulegen, was im Zimmer erfolgt, in Betreff der Beleuchtung des Instrumentes und der Lage des Auges, von denen unzweifelhaft hauptsächlich die Beobachtungsfehler abhängen, ganz andere Verhältnisse als bei der Aufnahme, namentlich in der Grube, stattfinden, und man sich deshalb auf Ausgleichung der betreffenden Fehler keine Rechnung machen kann.

Vielmehr hat man mehr als einen Grund, das Zulegen mit dem Compaß als das weniger zweckmäßige Verfahren zu erachten und dem nach Längen und Breiten unbedingt den Vorzug zu geben. Nämlich

1. wird man bei der ersten, auf Construction sich stützenden Methode so oft, als man die Zulage vollzieht, verschiedene Resultate erlangen, wogegen man es bei der Rechnung, worauf doch das Zulegen vermittelst Längen und Breiten beruht, nur mit Zahlen zu thun hat, welche allemal gleich ausfallen müssen;

2. vermag man, wenn die Markscheiderzüge repetirt worden und arithmetische Mittel zu nehmen oder sonstige Correctionen anzubringen sind, dieselben bei der zweiten Methode weit schärfer, als es bei der Construction möglich ist, auszudrücken und zu berücksichtigen;

3. kann man bei Nachbringezügen und dergleichen, wenn man die Zulage durch die Längen und Breiten bewerkstelligt, jeden beliebigen Fixpunkt, also auch solche Punkte zum Anhalten nehmen, welche gar nicht auf dem Risse angegeben oder durch Grubenbaue überdeckt sind, insofern sich nur ihre Coordinaten im Winkelbuche angegeben befinden, während man bei der anderen Methode blos Punkte, die auf dem Risse deutlich zu erkennen sind, zum Anhalten benutzen kann, deshalb aber oft zu entfernten Punkten seine Zuflucht nehmen und die Aufnahme unnöthig verlängern muß.

Ferner lassen sich

4. bei Anwendung der Längen und Breiten auch sehr kleine Längen, wie sie namentlich in Schächten bei geringer Horizontalprojection der flachen Schnüre vorkommen und welche das Zulegen mit dem Compaß und Zirkel ungemein erschweren, sehr genau zulegen, man braucht

5. in der Auswahl und Einrichtung des Markscheiderzimmers das Vorhandensein von Eisen gar nicht oder wenigstens nicht so ängstlich zu fürchten, wie ich es fast überall gesehen habe, ja bei dieser Methode des Zulegens lassen sich sogar eiserne oder stählerne Lineale und Winkel, welche ungleich genauer und besser sind, als hölzerne, in Gebrauch nehmen, und kann man

6. bei Gegenortsbetrieb ꝛc., wenn nur wenige Markscheiderschnüre abzuziehen sind, die Angabe sogleich in der Grube berechnen und vollziehen (wie ich dies schon oft gethan), ohne deshalb erst auf dem Risse zulegen und nochmals auf die Grube zurückkehren zu müssen.

Dies sind zugleich die Momente, welche in Betracht kommen, wenn man untersucht, ob es gerathener sei, die Lösung der markscheiderischen Aufgaben, als z. B. Durchschläge, Oertungen ꝛc., auf Construction oder Rechnung zu basiren, und es bedarf wohl keiner weiteren Auseinandersetzung, daß man von den Grubenrissen, zumal da sie die natürlichen Verhältnisse nur in sehr verjüngter Weise darstellen und fortwährenden kleinen Veränderungen unterworfen sind, die für die Angaben erforderlichen Data nicht so scharf und sicher mit dem Compaß und Zirkel abnehmen kann, als man sie zu berechnen vermag, so wie, daß die Gründe, wegen derer der Markscheider zeither schon die Saigerteufen und Sohlen seiner flachen Schnüre nicht construirte, sondern durch Rechnung ermittelte, auch in allen übrigen Fällen maßgebend sind.

Nur dann wird die Markscheidekunst einen vollkommenen Aufschwung erlangen, und in ein den übrigen Branchen der Bergwissenschaft entsprechendes Stadium treten, wenn der Markscheider sich von der rißlichen Darstellung, welche hauptsächlich blos eine allgemeine Orientirung zum Behufe des Grubenbetriebes gewähren soll, unabhängig zu machen, und alle Angaben lediglich auf Grund des Winkelbuches nach den darin anzugebenden Raumcoordinaten zu bewirken im Stande ist.

Daher muß ich der im „Civilingenieur", Band II, S. 127, ausgesprochenen Ansicht, daß die Berechnung einer Compaßaufnahme eine nutzlose Arbeit sei, sogar bezüglich des Stundencompasses, ganz entschieden entgegentreten, und bestätigt sich der dort angeführte Vergleich des Stundencompasses mit einer ungenauen Uhr nur insofern, als es allerdings höchst lächerlich ist, wenn man z. B. bei Angabe der Magnetabweichung, die mit einem Compaß abgenommen und vielleicht zu h. 1,op gefunden worden ist, sagt: „die Abweichung beträgt 15° 9′ 22,5″," oder wenn man die Richtung zweier Gegenörter, welche mit einem Compaß angegeben werden soll, in Minuten und Secunden oder gar Bruchtheil-Secunden ausdrückt.

Einen treffenden Beleg für meine im Vorstehenden ausgesprochenen Behauptungen liefert übrigens der nachfolgende Paragraph, bei welchem ich ganz besonders zu berücksichtigen bitte, daß das vorliegende Regulativ ursprünglich nach den Verhältnissen des sächsischen Regalbergbaues entworfen worden ist, und dieser Paragraph zunächst nur auf die markscheiderische Bestimmung S. 51 der Ausführungsverordnung zum neuen sächsischen Berggesetz Bezug hat.

§. 24. Prüfung der Grubenfeld-Muthungen. — Wenn bei Prüfung von Muthungen auf Grubenfeldern noch keine richtigen Zahlenwerthe vorliegen, sondern die Lage und Begrenzung der Grubenfelder nur erst ungefähr durch

Construction nach dem Streichen und Fallen der Gänge ꝛc. bestimmt ist, so hat man — um einen richtigen Schluß zu erhalten und also zu bewirken, daß der Endpunkt der letzten Grenzlinie des Grubenfeldes genau mit dem Anfangspunkt zusammenfällt — nach den durch die Construction mit dem Zirkel und Markscheider-Zulegezeuge erhaltenen Ergebnissen von den einzelnen Grenzpunkten die Coordinaten (ebenfalls gegen den astronomischen Meridian) zu berechnen und wenn sich dabei ein Schlußfehler zeigt, denselben gleichmäßig auf die einzelnen Grenzpunkte zu vertheilen und sodann umgekehrt aus den corrigirten Coordinaten je zweier Punkte die Azimuthalwinkel und Längen der Grenzlinien zu berechnen, welche nachher natürlich einen Schlußfehler nicht mehr zulassen dürfen und deshalb für die Verleihung als Unterlagen anzugeben sind.

Außer den Azimuthalwinkeln und Längen der Grenzseiten hat der Markscheider in den betreffenden Winkelbüchern stets auch die mittleren Coordinaten selbst übersichtlich anzugeben, und wenn bereits eine trigonometrische Vermessung der Grube stattgefunden hat, die mittleren Coordinaten der Grenzpunkte sowohl, als desjenigen Punktes, der als auf der Verleihkarte befindlich zum Orientirungspunkt beim Auftragen des Grubenfeldes auf die letztere angenommen worden ist, auf den Nullpunkt der trigonometrischen Vermessung zu beziehen, übrigens die Azimuthalwinkel, wie in jedem anderen Falle, in Graden, Minuten und Secunden auszudrücken.

Erläuterung. — Wenn man sich einer genauen Prüfung einer Grubenfeldgrenze, die nur auf Construction mit dem Zirkel und Markscheiderzulegezeuge basirt worden ist, unterzieht und dieselbe längs ihres ganzen Verlaufes mittelst Rechnung verfolgt, so gelangt man nicht genau wieder in den Punkt zurück, von wo man ausgegangen ist.

Z. B. man habe durch genaues Anlegen des Compasses und Abstechen mit dem Zirkel für die Begrenzung eines Grubenfeldes folgende Data erhalten:

1. der Anfangspunkt Nr. I liegt an der südöstlichen Ecke des ꝛc. ꝛc. Hauses,
2. der Grenzpunkt Nr. II von da nordöstlich h 1,7 in 226,5 Lachter söhliger Entfernung,
3. der Grenzpunkt Nr. III von da nordwestlich h 11,2 in 317,0 Lachter söhliger Entfernung,
4. der Grenzpunkt Nr. IV von da nordwestlich h 11,6½ in 21,0 Lachter söhliger Entfernung,
5. der Grenzpunkt Nr. V von da südöstlich h 6,6½ in 350,0 Lachter söhliger Entfernung,
6. der Grenzpunkt Nr. VI von da südöstlich h 10,1½ in 217,0 Lachter söhliger Entfernung,
7. der Grenzpunkt Nr. VII von da südöstlich h 10,½ in 133,0 Lachter söhliger Entfernung,
8. der Grenzpunkt Nr. VIII von da südwestlich h 2,1 p in 409,5 Lachter söhliger Entfernung,
9. der Anfangspunkt I von da nordwestlich h 8,1 in 380,5 Lachter söhliger Entfernung.

Berechnet man von den einzelnen Grenzpunkten die Längen und Breiten, so erhält man, wenn man die östlichen Längen und nördlichen Breiten mit +, die westlichen Längen und südlichen Breiten mit — bezeichnet:

1. für den Anfangspunkt Nr. I die Länge = 0,000 Lachter, die Breite = 0,000 Lachter,
2. für den Grenzpunkt Nr. II die Länge = + 106,772 Lr., die Breite = + 199,755 Lachter.
3. für den Grenzpunkt Nr. III die Länge = + 44,929 Lr., die Breite = + 510,665 Lr.,
4. für den Grenzpunkt Nr. IV die Länge = + 43,898 Lr., die Breite = + 531,640 Lr.,
5. für den Grenzpunkt Nr. V die Länge = + 386,009 Lr., die Breite = + 457,752 Lr.,
6. für den Grenzpunkt Nr. VI die Länge = + 485,156 Lr., die Breite = + 264,726 Lr.,
7. für den Grenzunkt Nr. VII die Länge = + 545,924 Lr., die Breite = + 146,420 Lr.,
8. für den Grenzpunkt Nr. VIII die Länge = + 528,733 Lr., die Breite = — 200,738 Lr. und
9. für den Anfangspunkt Nr. I die Länge = + 5,613 Lr., die Breite = + 0,192 Lr.,

während doch für den letzten Punkt die Länge und Breite sich wiederum wie oben sub 1 = 0 ergeben sollte.

Da sonach die Grenze, welche ungefähr eine Figur bildet, wie sie in Figur 8 dargestellt ist, an den Punkten I. und I. um

$$\sqrt{5{,}613^2 + 0{,}192^2} = 5{,}6 \text{ Lachter},$$

aufklafft und daher gar keine Fläche umschließt, so stellt sich heraus, daß — wenn man das beispielsweise angenommene Grubenfeld als wirklich gemuthet und verliehen sich denkt — dem Muther streng genommen gar kein Feld verliehen worden ist.

Obgleich gegentheils auch Fälle eintreten können, wo die Grenze, wie Figur 9 veranschaulicht, an den Punkten I. und I. übergreift, und daher wenigstens eine Fläche bildet, während nur dann auf einen richtigen Schluß zu rechnen sein wird, wo die Verleihungsfläche ein Quadrat oder Rectangel ist, so ist doch jedenfalls hieraus zu entnehmen, daß die markscheiderische Feststellung der Grubenfelder sehr mangelhaft ausfällt, wenn man sie lediglich auf Construction stützt, und daß man sie daher durch Rechnung erproben und da nöthig berichtigen muß.

Um in dem obigen Beispiele einen richtigen Schluß zu erlangen, hätte man nach der im §. 24 angedeuteten Verfahrungsweise den Fehler von

5,613 Lachter in der Länge und
0,192 " " " Breite

zunächst gleichmäßig auf jeden einzelnen Grenzpunkt zu vertheilen.

Es folgt daraus

1. für den Anfangspunkt Nr. I die richtige Länge = 0,000 Lr., die richtige Breite = 0,000 Lr.,
2. für den Grenzpunkt Nr. II die richtige Länge = + 106,070 Lr., die richtige Breite = + 199,731 Lr.,
3. für den Grenzpunkt Nr. III die richtige Länge = + 43,526 Lr., die richtige Breite = + 510,617 Lr.,
4. für den Grenzpunkt Nr. IV die richtige Länge = + 41,793 Lr., die richtige Breite = + 531,868 Lr.,
5. für den Grenzpunkt Nr. V die richtige Länge = + 383,203 Lr., die richtige Breite = + 457,656 Lr.,
6. für den Grenzpunkt Nr. VI die richtige Länge = + 481,648 Lr., die richtige Breite = + 264,606 Lr.,
7. für den Grenzpunkt Nr. VII die richtige Länge = + 541,714 Lr., die richtige Breite = + 146,276 Lr.,
8. für den Grenzpunkt Nr. VIII die richtige Breite = + 323,822 Lr., die richtige Breite = — 200,906 Lr.,
9. für den Anfangspunkt Nr. I die richtige Länge = 0,000 Lr., die richtige Breite = 0,000 Lr.,

und aus diesen corrigirten Werthen erhält man nun die richtige, bei der Verleihung anzunehmende Begrenzung des Grubenfeldes, wie folgt:

1. der Anfangspunkt Nr. I liegt an der südöstlichen Ecke des ꝛc. ꝛc. Hauses,
2. der Grenzpunkt Nr. II von da nordöstlich 27° 58′ 16,2″ in 226,149 Lr. söhliger Entfernung,
3. der Grenzpunkt Nr. III von da nordwestlich 348° 37′ 30,3″ in 317,115 Lr. söhliger Entfernung,
4. der Grenzpunkt Nr. IV von da nordwestlich 355° 16′ 16,3″ in 21,022 Lr. söhliger Entfernung,
5. der Grenzpunkt Nr. V von da südöstlich 102° 12′ 55,7″ in 349,319 Lr. söhliger Entfernung,
6. der Grenzpunkt Nr. VI von da südöstlich 152° 58′ 51,2″ in 216,702 Lr. söhliger Entfernung,
7. der Grenzpunkt Nr. VII von da südöstlich 153° 5′ 13,2″ in 132,702 Lr. söhliger Entfernung,
8. der Grenzpunkt Nr. VIII von da südwestlich 212° 6′ 43,2″ in 409,898 Lr. söhliger Entfernung,
9. der Anfangspunkt Nr. I von da nordwestlich 301° 48′ 58,8″ in 381,082 Lr. söhliger Entfernung.

Die Streichrichtungen müssen natürlich in Graden, Minuten und Secunden ausgedrückt werden, weil sie nicht genau in Stunden wiedergegeben werden können, denn wollte man z. B. für die Streichrichtung der Grenzlinien sub 8 den nächstentsprechenden Werth der Stundeneintheilung, der = h . 2,1¼ m ist, einführen, so würde man, da südwestlich h . 2,1¼ m = 212° 11′ 15″ ist, einen Fehler von 212° 11′ 15″ — 212° 6′ 43,2″ = 0° 4′ 31,8″ begehen, welcher bei der Länge dieser Grenzlinie von 409,898 Lachter eine Seitenabweichung von 409,898 . sin 0° 4′ 31,8″ = 0,54 Lr. und wiederum einen unrichtigen Schluß zur Folge hätte.

Aus letzterem Umstande geht zugleich hervor, daß man eine Verlochsteinung der Grubenfelder mit dem Markscheider-Compaß, an dem man höchstens 5 Minuten genau ablieſt, unmöglich richtig bewerkstelligen kann, wogegen es sich von selbst versteht und der §. 24 ausdrücklich so gefaßt ist, daß die betreffenden Bestimmungen lediglich auf die, der Verleihung zu Grunde zu legende markscheiderische Prüfung und Feststellung, welche, wenn nicht besondere Verhältnisse es anders bedingen, blos eine einfache Rechnung erfordert und daher im Zimmer bewerkstelligt werden kann, sich beziehen, nicht aber auch auf die Muthungen selbst Anwendung erleiden müssen, sondern den letzteren das Schema III, S. 49 der Ausführungverordnung zum Berggesetz vom 22. Mai 1851 nach wie vor zum Anhalten dienen kann, nnd der Muther nicht — wie eingewendet worden ist — bei Bestimmung der Grenzlinien zu dem Theodolit seine Zuflucht zu nehmen braucht.

D. Bestimmungen in Betreff der Meßtisch- oder Mensenlaufnahmen.

§. 25. Die Aufnahme der Tagesituation. — Jede Tagesituationsaufnahme, wenn sie nicht ganz unbedeutend ist und das Terrain nicht die Anwendung des Compasses geradezu nothwendig macht (vgl. §. 2 sub d γ), ist vermittelst des Meßtisches und der Kippregel, und zwar wo irgend möglich, nach der Methode des Triangulirens zu bewerkstelligen und der größeren Genauigkeit und Einfachheit halber auf die Dreiecke der trigonometrischen Netzlegung (§. 15) zu begründen, indem man mindestens 3 Punkte der letzteren auf einem Mensenblatte ihrer richtigen Lage nach aufträgt und von denselben aus mit der Kippregel entweder die Detailaufnahme sogleich vornimmt oder nöthigen Falls zuvörderst kleinere Dreiecke bildet, von deren Endpunkten aus sodann erst die eigentliche Detailaufnahme erfolgt.

Das Peripherisiren mit der Kippregel ist nur gestattet, wo wegen des Terrains das Trianguliren unbedingt nicht anwendbar ist, wobei man aber, insbesondere bei weitläufigeren und größere Genauigkeit erfordernden Aufnahmen von Zeit zu Zeit mit Punkten, deren Lage durch den Theodoliten zuverlässig ermittelt worden ist, zusammenzuschließen hat.

Bei Kippregelaufnahmen, denen eine Theodolitenaufnahme nicht vorausgegangen ist, weil dieselbe aus einem anderen Grunde nicht nothwendig erschienen ist, hat man, insofern sie große Ausdehnung haben, trotzdem zunächst ein, wenn auch nur aus einigen Punkten bestehendes Netz vermittelst des Theodoliten herzustellen; bei weniger umfänglichen und wichtigen Aufnahmen dagegen kann man sich ein solches Netz mit der Kippregel selbst bilden.

In Bezug auf die Auswahl der Dreieckspunkte und Standlinien beim Trianguliren, so wie rücksichtlich der Länge der Visirlinien beim Peripherisiren hat man im Allgemeinen den in den §§. 15, 16 und 19 angegebenen Regeln nachzugehen.

Statt der Kippregel und Mensel kann man sich bei mäßigen Entfernungen auch der Feldmesser- oder Diopterbouſſole bedienen, was sogar dann, wenn das Peripherisiren in Anwendung kommen muß, zu empfehlen ist, weil sich die beim Zusammenschluß ergebenden Differenzen und Fehler, vermöge der, bei dem Gebrauche dieses Instrumentes anzustellenden Rechnung besser vertheilen lassen.

Die Längenmessung der Stand- und Visirlinien vollzieht man mit der großen eisernen Lachter- und resp. Ruthenkette, wobei man wegen der Unvollkommenheit dieser Meßmethode und der Wandelbarkeit der Ketten mit Vorsicht zu Werke zu gehen hat.

Zu den kleineren Detailmessungen bedient man sich leichter Meßlatten.

Erläuterung. — Siehe Erläuterung oben zu §. 2, c.

§. 26. Quadrirung von Flächen und Plätzen. — Für die Aufnahme von Flächen und Plätzen, von denen der Flächeninhalt zu bestimmen ist, gelten die im vorigen Paragraph niedergelegten Vorschriften.

Erläuterung. — Siehe Erläuterung zu §. 2, c.

§. 27. Cubicirung von Teichen, Halden ꝛc. — Bei Ermittelung des cubischen Inhaltes von Halden, Teichen und dergleichen Raumvolumina hat man nach der Weisbach'schen Methode zu verfahren, indem man die Gestalt und Größe von Profilen des betreffenden Raumes, denen man eine bestimmte regelmäßige Lage und wo möglich gleiche Entfernung von einander giebt, mit Hilfe der Kippregel und des Nivellirinstrumentes ausmittelt und zu der Berechnung die Simpson'sche Regel benutzt (vergl. „Ingenieur" von K. R. Bornemann, Band I, Heft 1, S. 74, und „Civilingenieur" von Dr. Zeuner, Bd. I, S. 33 und 123).

§. 28. Behandlung der Menselblätter. — Bei Menselaufnahmen aller Art hat man die Menselblätter, bevor man sie abschneidet, mit Quadraten, deren eine Seite im wahren Meridian liegt und deren Seitenlänge nicht über 0,01 Lachter oder beziehendlich 0,005 Ruthe beträgt, zu überziehen und nach Befinden auch an den Rändern mit Papierstreifen zu bekleben, um die durch das Schwinden des Papieres nach dem Abschneiden hervorgebrachten Fehler auf der Copie und dem Mundum, die man natürlich ebenfalls mit solchen Quadraten versieht, unschädlich zu machen.

Im Uebrigen sind die Originalmenselblätter so einzurichten und zu behandeln, daß sie, wie die eigentlichen Grubenrisse im bergamtlichen Rißarchiv verwahrlich beigelegt werden können.

Zusatz. — Am Vortheilhaftesten ist es, die Menselblätter schon vor Beginn der Aufnahme mit Quadraten zu überziehen und die letzteren dem auf den Grundrissen nach §. 30 anzugebenden Coordinatennetz entsprechend zu machen, was nicht allein die Auftragung der Punkte des trigonometrischen Dreiecknetzes (§. 25) auf die Menselblätter, sondern auch das Copiren derselben auf die Grubenrisse außerordentlich erleichtert.

E. Von der Führung der Winkelbücher und der Anfertigung der Risse.

§. 29. Führung der Winkelbücher. — Ueber jede einzelne Grube ist ein besonderes Winkelbuch anzulegen in welches man alle die Grube betreffenden markscheiderischen Vermessungen und Angaben in chronologischer Folge ganz vollständig, richtig, deutlich und übersichtlich einzutragen hat, damit es nicht nur Anderen ebenfalls vollkommen verständlich, sondern auch geeignet ist, darnach zur Fortsetzung der Grubenvermessung an den bereits bestimmten festen Punkten und Linien der Grube zu jeder Zeit mit Zuverlässigkeit anhalten und anschließen, so wie zu allen später vorzunehmenden markscheiderischen Handlungen und Arbeiten, welche Grubenbaue und Anlagen betreffen, die schon einmal ganz oder theilweise aufgenommen worden, und über deren Lage daher bereits im Winkelbuche entsprechende Zahlenwerthe und Bemerkungen vorhanden sind, diese letzteren mit aller Sicherheit benutzen zu lassen, ohne daß man jene Baue und Anlagen nochmals aufnehmen und ihrer Lage nach bestimmen muß.

Man hat deshalb außer der Zeit, dem Zwecke und den Anhaltepunkten der Vermessungen und Angaben, alle die Ergebnisse, Werthe und Verhältnisse, welche während und behufs der, nach Maßgabe der Vorschriften in den vorhergehenden Paragraphen bewirkten Vollziehung der markscheiderischen Operationen gefunden und erforderlich gewesen sind, ganz speciell und deutlich, nach Befinden durch erläuternde Skizzenzeichnungen ꝛc. auszudrücken, so wie die zur Lösung der Aufgaben vorgenommenen Berechnungen vollständig im Winkelbuche mit aufzunehmen, vorzüglich auch sowohl über die Benennung und Ortsbezeichnung der festen Punkte und Linien, als über die Saigerteufen und Coordinaten, so wie beziehendlich Azimuthalwinkel und Längen ganz zuverlässig richtige Tabellen und Verzeichnisse dem Winkelbuche beizuheften und gehörig nachzutragen, überhaupt aber alle Zahlenwerthe, Bemerkungen und Figuren nach geschehener Eintragung genau zu collationiren, um auch in dieser Beziehung jedem Irrthume vorzubeugen.

Erläuterung. — Es kommt vor, daß über die markscheiderischen Aufnahmen und Angaben sämmtlicher Gruben

einer Revier nur ein Winkelbuch geführt wird. Wenn man aber erwägt, daß man bei dieser Einrichtung nicht im Stande ist, sich einen Ueberblick über die eine Grube betreffenden Vermessungsarbeiten zu verschaffen, so wird man es für zweckmäßig erachten, daß über jede Grube ein besonderes Winkelbuch angelegt werde.

§. 30. Die Anfertigung der Risse. — Unter den von den Markscheidern zu bewirkenden rißlichen Darstellungen sind die Grundrisse die bei Weitem wichtigsten, und hat man daher vorzüglich diese Art Risse mit großer Genauigkeit zu bearbeiten, bei ihrer Anfertigung aber hauptsächlich Folgendes zu beachten.

a. Die Verhältnisse, in denen man die neuen Risse zur natürlichen Größe und Entfernung der darzustellenden Gegenstände zu bringen hat, sind:

α. $\frac{1}{32000}$
β. $\frac{1}{16000}$
γ. $\frac{1}{8000}$
} bei allgemeinen Revierrissen und Karten,

δ. $\frac{1}{4000}$
ε. $\frac{1}{2000}$
} bei gewöhnlichen Revierrissen, auf denen nur einzelne Theile einer Bergamtsrevier verzeichnet sind,

ζ. $\frac{1}{1000}$ bei gewöhnlichen Grubenrissen,

η. $\frac{1}{500}$
ϑ. $\frac{1}{250}$
} bei Specialrissen,

ι. $\frac{1}{125}$
κ. $\frac{2}{125}$
} bei Werkmeister- und Maschinenrissen.

b. Zur Entwerfung dieser Größenverhältnisse hat man die auf einer Messingplatte gestochenen, bei den Bergämtern befindlichen Normallachter-Maßstäbe, welche

$\frac{1}{500}$
$\frac{1}{1000}$
$\frac{1}{4000}$
} der natürlichen Größe

darstellen, nebst dazu gehörigem Standzirkel sowohl bei der ersten Anfertigung der für die Rißzulagen nöthigen Maßstäbe, als auch behufs deren späterer Revision und Erneuerung zu benutzen (vgl. die General-Verordnung vom 18. Juli 1835).

c. Behufs des nach §. 25 mit Längen und Breiten auszuführenden Zulegens der markscheiderischen Aufnahmen hat man das Rißpapier durch genau winkelrecht auf einander und je nach der Größe des anzuwendenden Maßstabes 10, 50, 100 ꝛc. Lachter von einander abstehende, sehr vorsichtig mit schwarzer Tusche auszuziehende Linien möglichst sorgfältig in lauter einzelne Quadrate einzutheilen und dadurch, da das eine System der gedachten Linien dem astronomischen Meridian, das andere System der Ostwestlinie entsprechen soll, die Breiten und Längen von beziehendlich 10, 50 ꝛc. Lachter anzugeben, so daß man beim Zulegen nicht allemal die ganzen Längen- und Breitensummen vom Nullpunkte — für welchen man auf dem Risse einen Durchschnittspunkt jener Linien anzunehmen hat — abgestochen werden müssen.

Den magnetischen Meridian kann man auf dem Risse ebenfalls und zwar durch eine carminrothe Linie ausdrücken.

d. Zum Illuminiren der Strecken und Stölln sind dauerhafte, nicht durch mehr oder weniger dickes Auftragen einer und derselben Farbe sich unterscheidende, sondern gehörig von einander abstechende verschiedene, auch beim Nachbringen wieder gleichförmig zu treffende Farben anzuwenden; dagegen hat man die Schächte mit dunkler schwarzer Tusche und die Abbaue und Abbaustrecken durch blaßgraue Tusche anzugeben, welcher letzteren man etwas von der Farbe der zunächst unter den betreffenden Abbauen liegenden Strecke beimengt, um so durch einen schwachen Farbenton in der Tusche die Orientirung über die Lage der Abbaue gegen die Strecken zu erleichtern.

Im Uebrigen aber hat der Markscheider nicht nur den Grundrissen entsprechende Saigerrisse beizufügen, sondern auch auf Erfordern monodimetrische Risse herzustellen und über den Aushieb und die Baue auf den Lagerstätten der Gruben flache Risse nach den Vorschriften der Generalverordnung vom 23. Januar 1830 anzufertigen.

Zusatz. — Ueber die angezogenen Generalverordnungen des Königl. Oberbergamtes zu Freiberg vom 18. Juli 1835 und 23. Januar 1830, s. Kalender für den Sächs. Berg- und Hüttenmann auf die Jahre 1837, S. 97 und 1832, S. 192.

Beſchreibung des Viaductes bei Nogent ſur Marne auf der Paris-Mühlhauſener Eiſenbahn.

(Hierzu Tafel 19—21.)

Nachſtehende Beſchreibung des von Pluyette erbauten intereſſanten Viaductes bei Nogent ſur Marne auf der Eiſenbahn von Paris nach Mühlhauſen iſt entlehnt aus dem Bulletin de la Société d'Encouragement, Janvier 1857.

Dieſer Viaduct beſteht, wie Tafel 19 zeigt, aus zwei verſchiedenen Arten von Bögen, nämlich erſtens 30 Bögen mit 15 Meter Spannweite, wovon 25 auf dem rechten und 5 auf dem linken Ufer der Marne gelegen ſind, und zweitens aus einer Brücke von 4 Bögen mit 50 Meter Spannweite. Durchgängig iſt Halbkreisbogen angewendet. Der Viaduct des rechten Ufers iſt durch vier Widerlagspfeiler, welche durch Strebepfeiler verſtärkt ſind, in 5 Abtheilungen zerlegt, wodurch jede ſolche Abtheilung, ſo wie die Abtheilung auf dem linken Ufer, ganz unabhängig von den übrigen wird, ſo daß ſich ein etwaiger Einſturz nie weiter fortpflanzen kann. Da ſolche Unfälle im Allgemeinen ſelten und da die Pfeiler überhaupt ſtärker als nöthig genommen ſind, ſo bietet dieſe Abtheilung im Complexe von 5 Bögen große Sicherheit. Der Viaduct und die Brücke ſind durch lange Widerlagsmauern von 9,25 Meter Breite getrennt, was den Uebergang aus dem Viaduct zur Brücke beſſer hervorhebt und die den Halbkreisbögen eigenthümlichen auffallend großen Bogenwinkel etwas verdeckt.

Die gewöhnlichen Pfeiler des Viaductes haben 3 Meter, die Widerlagspfeiler 4 Meter Stärke in den Widerlagen, die Widerlager der Brücke haben aber 10,75 Meter und die gewöhnlichen Brückenpfeiler 6 Meter Breite. Die Pfeiler des Viaductes laufen $^1/_{20}$ an nach allen Seiten, die Strebepfeiler an den Widerlagspfeilern haben 2 Meter Breite und treten oben um 0,55 Meter vor, haben übrigens ebenfalls $^1/_{20}$ Doſſirung.

Der Schaft der Pfeiler hat eine größte Höhe von 13 Meter, darunter befindet ſich ein Sockel in der Höhe des größten Hochwaſſers; die Bruſtmauern haben 1,2 Meter Höhe, das Geſims 0,65 Meter. Das Schwiebbogengeſims hat am Viaduct 0,70 Meter, an der Brücke 1,80 Meter Breite. Die Strebepfeiler und die Schlußſteine der Bögen tragen Ausladungen unter dem Geſims; die Verzierungen der Brückenbögen ſind reicher gehalten als diejenigen des Viaductes.

Der ganze Bau hat 830 Meter Länge und 29 Meter Höhe über der Marne bei Tiefwaſſerſtande und 8 Meter Breite zwiſchen den Bruſtmauern. Die drei erſten Abtheilungen auf dem rechten Ufer und diejenige am linken Ufer ſind nach einer Curve gebogen, die Brücke und der übrige Viaduct bilden eine gerade Linie. Auf dem krummen Theile des Viaductes zeigen die Pfeiler im Querſchnitt trapezoidale Form, die Bögen ſind gerade Gewölbe und die Bogenwinkel ſind nach den Krümmungscurven abgerichtet.

Die Sockel, Geſimſe, Kämpferſteine, Bruſtmauern und dergleichen ſind von Quadern und treten 3 Centimeter über das übrige Mauerwerk aus Sandſtein hervor; beim Viaduct beſteht die Füllmauer aus rohen Steinen in hydrauliſchem Mörtel, bei der Brücke aus Sandſtein und Cement. Der Zwiſchenraum zwiſchen den Wölbungen des Viaductes iſt durch kleine Capellen (Figur 5 und 6) ausgefüllt, welche in derſelben Richtung wie die Hauptbögen geſpannt ſind. Bei der Brücke ſind (Figur 3 und 4) vier Etagen von kleinen Bögen eingeſchaltet, welche der Quere nach geſpannt ſind, und deren vier Pfeilermauern unter den Schienen der doppelten Bahn liegen. Durch Schächte kann man hinabſteigen. Das Regenwaſſer ſammelt ſich in dieſen Gewölben und fließt dann durch Röhren in den Brückenbögen ab.

Die Stirnflächen der Brückenbögen ſind durch ſchmiedeeiſerne Anker, welche in die Gewölbe eingelaſſen ſind, geſchient. In den vierzehn höchſten Bögen des Viaductes und in den Brückenbögen hat man Oeffnungen gelaſſen, um die Seile zur Befeſtigung des Gerüſtes für etwaige ſpätere Reparaturen darin befeſtigen zu können.

Die Begründung des Bauwerkes geſchah auf eine Betonſchicht. Auf dem rechten Ufer ging man mit dem Grunde für die der Ueberſchwemmung nicht ausgeſetzten Pfeiler 1,5 bis 3 Meter tief nieder bis auf einen gelben, compacten und trockenen Thon, auf dem linken Ufer ungefähr ebenſo tief bis auf einen bläulichen, compacten, aber etwas ſchwitzenden Thon nieder, zog aber hier um die Pfeiler 33 und 34 (Tafel 21, Figur 12) einen Entwäſſerungsgraben. Da ſich nämlich bei dieſem bläulichen Thone ſehr leicht Rutſchungen bilden, wenn er von dem aus einer kaum 0,1 Meter ſtarken Sandſchicht hervorſickernden Waſſer aufgeweicht wird, ſo mußten dieſe Sickerwaſſer in einem Graben aufgefangen und im Verein mit anderen Tagewaſſern von dem Pfeiler abgeleitet werden. So weit die Ueberſchwemmungen reichen, hat man in einem ſehr reinen, nicht nachgebenden Kies die Widerlager genommen.

Das Thal der Marne iſt auf mehrere Kilometer Länge ſowohl ober- als unterhalb der Eiſenbahn durch wechſel-

lagernde Kies- und Thonschichten ausgezeichnet. Wenn das Ufer durch eine Thonbank gebildet wird, so ist es sehr steil und ungefähr 20 Meter hoch, während das entgegengesetzte Ufer flach und von Kies gebildet ist. Da man diese abwechselnden Begrenzungsverhältnisse der Ufer kannte, so wählte man den Uebergang der Bahn an einer Stelle, wo die Thon- und Sandschichten quer über das Thal setzen, und es befindet sich nunmehr der Kies am rechten Ufer oberhalb des Viaductes und erstreckt sich noch etwas unterhalb, während er auf dem linken Ufer nur unterhalb auftritt. Diese Kiesablagerung folgt dem Abhang des linken Gehänges und liegt auf der Wolfsinsel zwischen beiden Armen der Marne (Tafel 21, Figur 12) am tiefsten, nämlich 13 Meter tief. In ihr sind die Begründungen mittelst einer Betonschicht innerhalb eines aus Pfählen und Spundpfählen gebildeten Kastens hergestellt. Auf dem rechten Ufer sind die Widerlagspfeiler der Brücke und die beiden benachbarten Pfeiler des Viaductes auf einem einzigen Massiv von Beton begründet, überdies ist noch der Widerlagspfeiler und sein Nachbarpfeiler durch ein umgekehrtes Gewölbe verbunden, um die Last auf eine größere Fläche zu vertheilen, und man hat diese Vorsicht nehmen müssen, weil das Einschießen der Kiesbank eine zu große Menge von Abstufungen im Profil des Grundes nöthig gemacht haben würde.

Für die Viaductspfeiler liegt der Grund 3,5 Meter unter Tiefwasserstand und für den Widerlagspfeiler 6,5 Meter tief; weil aber hier der Kies nicht mehr so gleichförmig ist, so hat man ein umgekehrtes Gewölbe geschlagen, um einen Theil des Druckes auf die benachbarte Betonschicht abzuladen. Auf dem linken Ufer hat man ebenfalls für das Widerlager und einen Pfeiler des Viaductes ein einziges Massiv von Beton und ein umgekehrtes Gewölbe zur Verbindung hergestellt.

Der Pfeiler im Flusse wurde mittelst eines blechernen Kastens ohne Boden, der nach der Ausbaggerung der Grube versenkt wurde, gegründet. Man schüttete eine Schicht Beton am Boden des Kastens auf den Sand bis zur Höhe des Bettes an den Ufern und begann die Mauerung von dieser Höhe an mit Hilfe von Pumpen.

Von den accessorischen Arbeiten, von denen man nach der Vollendung nichts mehr wahrnimmt und welche doch eine sehr große Wichtigkeit besitzen, sind ferner noch als die wichtigsten zu beschreiben: der blecherne Fangdamm des Flußpfeilers, die Dienstbrücke für das Betonschütten, die Lehrbögen und Gerüste und endlich der Apparat zum Ausrüsten.

Da die Brücke den Fluß schief überschneidet, so bildet die Are der Pfeiler einen Winkel von 23° mit der Stromrichtung. Das Strombette besteht aus einer sehr leicht beweglichen, 1 Meter dicken Schicht von sehr feinem, mit Schlamm gemengtem Sande; darunter liegt eine Bank von compactem Thon, welcher im Marnethal überall zu Tage tritt und hierunter eine 1,5 Meter starke Schicht aus Thon und Sand gemengt, worauf endlich (ungefähr bei 3 Meter unter dem Flußbette) eine feste Kiesschicht folgt, auf welcher der Flußpfeiler begründet wurde. Bei Tiefwasser hat man an der Stelle des Pfeilers 4 Meter Wasserstand und da die Hauptströmung durch den ersten Bogen der Brücke geht, so befindet sich dieser Pfeiler an einer Stelle, wo sich in dem ruhiger gewordenen und seichteren Wasser die Absätze anhäufen.

Da die bewegliche Beschaffenheit des Bodens die Anwendung der gewöhnlichen Begründungsmethoden nicht gestattete, so ließ Pluyette gleichsam einen blechernen Fangdamm anfertigen, welcher nach Ausbaggerung des Pfeilergrundes versenkt werden sollte, und welcher statt des hölzernen, stets mehr oder weniger undichten Fangdammes eine weit dichtere Umgebung der Baugrube bildete. Da man diese Einfassung auf die ganze Höhe gut dicht herstellen konnte, so konnte man mit der Mauerung viel tiefer beginnen. Der Grund ist aus grob behauenen Steinen auf einer 3 Meter hohen Betonschicht aufgeführt, und da der Beton bis in das Niveau des Flußbettes reicht, so beginnt also die Mauerung bei 4 Meter unter Tiefwasserstande.

Der blecherne Fangdamm besteht aus zwei ebenen, durch halbkreisförmige Bogen zusammenverbundenen Flächen, und läßt drei Zonen unterscheiden. Die unterste Zone ist aus schwachem Blech gefertigt, drei Meter hoch und entspricht der Betonschicht. Die mittlere Zone entspricht der Mauerung, ist 3,5 Meter hoch und stark genug, um den Wasserdruck von außen aufzunehmen, die oberste Zone endlich hatte nur eine provisorische Anwendung und wurde weggenommen, sobald die Mauerung über den Wasserspiegel herauskam, war deshalb von dünnem Blech und 2,5 Meter hoch.

Diese Zonen sind aus einzelnen Blechtafeln gebildet, welche an den horizontalen umgebogenen und nach außen gerichteten Rändern durch Niethen verbunden, im Innern aber mit verticalen Winkeleisen uud Steifen versehen sind. Zusammen sind sie 3 Meter hoch.

Da sich die ebenen Wände unter dem Wasserdrucke verbogen haben würden, so wurden inwendig Verstrebungen nothwendig, welche man in dem Maße einbaute, als das Ausbaggern fortschritt, und wieder entfernte, je höher die Mauerung aufwuchs. Hierüber finden sich ausführliche Mittheilungen in den Annales des ponts et chaussées, Sept. 1856. Hier ist noch hinzuzufügen, in welcher Weise das Einsetzen dieses Kastens nach erfolgtem Ausbaggern der Baugrube bewirkt wurde.

Man errichtete (Tafel 21, Figur 9, 10, 11) ein Gerüst auf zwei Kähnen, welche man durch eine leichte Dielung verband. Auf dieser Dielung wurde die unterste Zone aus

den vorher gehörig zusammengepaßten und gezeichneten einzelnen Theilen zusammengeschraubt, dann mit Seilen aus Eisendraht am unteren und oberen Rande aufgehangen, und nach Wegnahme der Dielung hinabgelassen. Während des Einlassens setzte man mittelst fliegender Gerüste die beiden andern Zonen auf. Der fertige Fangdamm war ungefähr 6 Meter tief eingelassen. Nachdem die Ausbaggerung geschehen war, ließ man die Kähne bis an den Ort der Einsenkung bringen, richtete die Are des Kastens genau nach der beabsichtigten Are des Pfeilers und versenkte dieses Gehäuse bis auf den Kies. Hierauf wurde dasselbe mit Handarbeit vollends ausgeräumt und sodann die Betonschüttung begonnen.

Das Gewicht dieses Blechmantels beläuft sich
für die provisorische Abtheilung auf 6577,15 Kil.
" " übrigen Abtheilungen " 63299,85 "
zusammen auf 69877,00 Kil.

und der Preis für
das Vorrichten der Tafeln auf . . 0,200 Francs
das Zusammensetzen auf . . . . 0,186 "
das Versenken auf . . . . . 0,003 "
die gesammten Fabrikationskosten auf 0,389 Francs

pro Kilogramm, also auf 69877 . 0,389 = 27182,15 Frcs. für den ganzen Blechmantel ohne das Material selbst.

Die Verstrebung hat 2500 Francs und die Auspumpung 1500 Francs gekostet, eine Summe, die bei dem gewöhnlichen Verfahren weit überschritten worden sein würde.

Zur Schüttung des Betons wurden folgende Vorrichtungen getroffen. Um die Baugruben wurde eine Einfassung aus Pfählen in 1,5 bis 2 Meter Abstand von einander, die oben durch Holme verbunden waren, und aus Spundpfählen gemacht. Ueber die Holme der ober- und unterhalb gestoßenen Pfähle, welche etwa 20 Meter von einander abstanden, wurden Schwellen gelegt, welche mit Schienen belegt wurden, auf denen sich ein Gerüst verschieben ließ. Dieses Gerüst bestand aus zwei Galgen, deren Enden auf Schwellen standen, an welchen die Lager der Aren von 2 Waggonrädern angebracht waren, und deren obere Enden verbunden und durch Querbalken und Winkelbänder auseinandergehalten waren. Auf den oberen Querbalken lag eine Dielung. Sonach war dieses Gerüst nach der Länge der Baugrube auf Schienen verschiebbar, gestattete aber freie Circulation, und war zwischen den hölzernen Galgen völlig frei. Zwischen diesen Galgen waren Schienen gelegt, auf welchen sich ein Wagen mit vier kleinen Rädern von einem Ende der Brücke bis zum andern verschieben ließ und dieser trug einen Haspel, an welchem der Betonkasten mit Ketten hing. Das Betonbehältniß war von halbcylindrischer Form und öffnete sich am Boden auf der Mittellinie des Mantels. Man stellte zwei solche Wagen auf jedes Gerüst und an jedes Ende desselben eine Maschine zur Fabrikation von Beton.

Das Abmessen der Materialien für den Beton geschah am Lande, dann mengte man sie und transportirte das Gemenge in die Betonmaschine auf dem Gerüste. Eine Schütze am unteren Theile des letzteren diente dazu, die Betonkästen, welche ungefähr $1^1/_4$ Cubikmeter faßten, zu füllen, und wenn diese gefüllt waren, so führte man sie mittelst des Wagens an den Punkt, wo der Beton ausgeschüttet werden sollte. Auf diese Weise geschah das Ausschütten sehr regelmäßig in Streifen nach der Quere, welche um soviel abstanden, als man das Gerüst verschob, und es konnten bei guter Bedienung des Apparates an einem Sommertage 200 Cubikmeter Beton ausgeschüttet werden.

In Bezug auf die Lehrgerüste ist nur über diejenigen an der Brücke etwas zu sagen, da diejenigen am Viaduct sehr einfach waren. Außer der Schwierigkeit, die gehörige Stärke derselben zu finden, damit sie während des Baues das Gewölbe und die oberen Dienstbahnen tragen konnten, war hier noch diejenige zu überwinden, daß das Lehrgerüst nicht zu schwer werden durfte, um das Ausrüsten nicht zu sehr zu erschweren, und daß es so construirt sein mußte, daß es trotz seiner Spannweite von 50 Meter und seiner Höhe von 25 Meter ohne besondere Hebevorrichtung aufgestellt werden konnte. Man theilte deshalb die Lehrgerüste in 2 Theile (Tafel 19, Figur 12), wovon der untere Theil ABCDEFGH feststand, und die Befestigungspunkte für die Gerüste der oberen Dienstbahn abgab, während der obere, aus einem Kreisabschnitte DOE und zwei Dreiecken BCD und EFG bestehende Theil eigentlich nur ausgerüstet zu werden brauchte. Der feste Theil ruht auf Pfählen in 5 bis 6 Meter Abstand, welche bis 7 Meter über den Tiefwasserstand hinaufragten. Ueber den Pfählen liegen vier, zusammen 1,2 Meter hohe Schwellen, welche den Druck gleichförmig übertragen sollen und welche, so wie die Pfähle, durch Andreaskreuze in verticaler Stellung erhalten werden. Die Lehrgerüste der äußersten Bögen, in welchen Durchlässe offen erhalten werden mußten, enthalten darüber nochmals Balken von zusammen 2,9 Meter Höhe und darüber die 6 Meter hohen Lehrbögen, welche für die auf der Insel stehenden Lehrgerüste bis auf die ersten Schwellen niedergehen: über den letzteren liegt eine Dielung. Man erkennt diese Einrichtung aus Tafel 20, Figur 1 und 2. Die wegnehmbaren Theile der Lehrgerüste sind steife Kreissegmente, welche durch die beim Bau darauf ruhenden Lasten nicht verändert werden können. Sie ruhen mittelst Keilen auf der Dielung, die Streben sind am Umfange der Segmente fest gemacht, um Verschiebungen vorzubeugen. Eine andere Vorsichtsmaßregel gegen solche Verschiebungen bestand darin, daß man das Gewölbe anfänglich nur mit dem dritten Theile der Stärke ausführte, indem dieses Gewölbe

einen großen Theil der Laſt der übrigen zwei Drittel der Stärke aufnahm. Außerdem waren die Lehrgerüſte gegen die Einwirkung heftiger Winde noch mit Steifen verſehen.

Die Figuren 7—11, Tafel 19 zeigen den von Pluyette angewendeten Apparat zum Ausrüſten. Die verticale Senkung der Lehrgerüſte wird durch die Drehung einer an ihrer oberen Fläche mit einer ſchraubengangartigen Steigung verſehenen Scheibe bewirkt. Unter den Beinen des Gerüſtes, Figur 7, liegt eine Schwelle parallel der Are des Gewölbes und an ihr ſind die Zapfenlager für eine Rolle befeſtigt, welche ſich auf dieſer Schraubenfläche bewegt. Die Drehſcheibe, Figur 9 bis 11, iſt aus Gußeiſen und hat einen vorſtehenden Rand auf der unteren Seite, während auf der oberen Seite eine ⊤-förmige Ribbe mit ſchraubengangartigem Anſteigen befindlich iſt. Die Bewegung der Drehſcheibe wird durch drei Röllchen unterſtützt, welche ſich in Vertiefungen der auf der Dielung feſtgeſchraubten Bodenplatte, Figur 9, befinden, und man bewirkt die Drehung durch gekrümmte Hebel, welche in die an der Scheibe befindlichen Oeffnungen geſteckt werden.

Man verfuhr nun folgendermaßen. Nachdem die Apparate aufgeſtellt und möglichſt angetrieben waren, ſchob man einen Keil zwiſchen das Röllchen und die Schraube, nahm dann die Klötze weg, welche das Lehrgerüſt während der Conſtruction trugen, und ſchlug unter die Schwelle einige Keile. Im Augenblick der Operation hat man die Keile ſo regulirt, daß man im Voraus die verticale Bewegung der Lehrbögen begrenzte. Die Dimenſionen ſind ſo gewählt, daß die verticale Bewegung dem 10. Theile der Kreisbewegung gleich iſt, ſo daß bei einer Drehung um 2, 3, 4 Centimeter nur eine Senkung von 2, 3, 4 Millimeter erfolgte. Man brauchte $1\frac{1}{4}$ Stunde zur Ausrüſtung eines Bogens von 50 Meter Spannweite.

Im Ganzen waren 8 ſolche Vorrichtungen für jeden Bogen des Viaductes, 49 für die Lehrgerüſte der Brückenbögen, nämlich 33 für das bewegliche obere Segment und 16 für die Dreiecke nöthig. Sie wiegen pro Stück 170,94 Kilogrammen und koſten 96,37 Frcs. Man hatte 50 Stück, womit man die 4 Bögen der Brücke und die 30 Bögen des Viaductes ausgerüſtet hat.

Der Dienſt des Bauplatzes geſchah mittelſt Eiſenbahnen. Bis zur Vollendung der Eiſenbahn zwiſchen Noiſy-le-Sec und Nogent hatte man eine proviſoriſche Bahn mit ſtarker Neigung angelegt, um die Zufuhr der Werkſtücken aus dem Thale der Meuſe von den Stationen Commercy und Lerouville in Waggons bewirken zu können. Ein Krahn bei der Ausladeſtelle in Nogent geſtattete die Umladung auf niedrige Waggons, welche ſpeciell zur Bedienung des Bauplatzes beſtimmt waren, und aus welchen die Steine für den Viaduct rechts vom Punkte ihrer Verwendung, für die Brücke auf einem beſonderen Bauplatze abgeladen wurden. Die Sandſteine, Sand und Cement wurden an den Ufern der Marne und auf der Inſel ausgeladen. Stromaufwärts war auf dem rechten Ufer ein Werkplatz für Holz. Sand- und Kiesgruben waren an beiden Ufern der Marne angelegt. Der Plan des Bauplatzes, Tafel 21, Figur 12, zeigt die verſchiedenen Oertlichkeiten, die Kalkſchuppen, Mörtelmühlen, Bureaus u. ſ. w. Eiſenbahnen bedienten die verſchiedenen Vorrathsplätze und führten die Materialien den beiden auf der unteren Seite der Brücke bei den Widerlagern aufgeſtellten Elevatoren zu. Letztere hoben ſie auf eine höhere Plattform, wo ſie mittelſt zweier Drehſcheiben beliebig nach zwei Eiſenbahnen dirigirt und längs der Brücke verfahren werden konnten. Ein Schienenſtrang zu beiden Seiten des Werkes bildete eine breite Bahn, auf welcher ſich bewegliche Krahngerüſte (Taf. 20, Fig. 5, 6) nach Art des zur Betonſchüttung benutzten Gerüſtes verſchieben ließen. Die Materialien wurden darunter gefahren, von dem auf dem Gerüſte ſtehenden Haspel heraufgehoben und nach geeigneter Verſchiebung des Krahnſchlittens da verſetzt, wo man ſie bedurfte.

Erklärung der Tafeln.

Tafel 19. Viaduct. — Apparat zum Ausrüſten.

Figur 1. Hauptanſicht des Viaductes.

Figur 2. Grundriß deſſelben.

Figur 3. Längendurchſchnitt durch einen Theil der Brücke vom Widerlagspfeiler der linken Seite anfangend.

Figur 4. Querdurchſchnitt nach XY in Figur 3. A, B, C, D ſind die vier Etagen der Capellen über den Pfeilern. Man ſieht daß die Are der Bögen rechtwinkelig gegen die Are der Brückenbögen ſteht und daß die Widerlagsmauern vertical unter den vier Schienenſträngen a, b, c, d ſtehen.

Figur 5. Längendurchſchnitt durch einen Theil des Viaductes mit einem gewöhnlichen und einem Widerlagspfeiler q.

Figur 6. Querſchnitt nach UV in Figur 5. E, E ſind die kleinen Gewölbe über den Pfeilern, deren Are mit derjenigen der Bögen parallel läuft. r (Figur 3 bis 6) Schächte, um in das Innere der Capellen hinabſteigen zu können. O, O (Fig. 3 und 5) Oeffnungen zur Befeſtigung von Seilen, um im Fall von Reparaturen Gerüſte daran aufhängen zu können.

Figur 7. Aufriß des Apparates zum Ausrüſten.

Figur 8. Grundriß deſſelben nach x, y in Figur 7.

Figur 9. Grundriß der Bodenplatte.

Figur 10. Querſchnitt des Apparates nach der Linie I—H in Figur 8.

Figur 11. Grundriß eines Röllchens ſammt Sitz im vierten Theile der natürlichen Größe. M Fuß des Lehrgerüſtes. S Schwelle, parallel zur Are der Bögen. t Zapfen-

lager für die Rolle R, welches sich auf der Schraubenfläche v, v der Drehscheibe bewegt. P Drehscheibe. Q Bodenplatte mit drei Schrauben H, H, H. i, i, i Röllchen auf der Bodenplatte ruhend. o, o Löcher zum Einführen von Hebeln beim Drehen.

Tafel 95. Lehrgerüste. — Bewegliche Gerüste.

Figur 1. Ansicht eines Theiles der Brücke während des Baues, worin AB die Tiefwasserstandslinie bedeutet und H einen Durchlaß für Schiffe andeutet.

Figur 2. Querschnitt durch ein Lehrgerüst, worin P den freigelassenen Raum für eine Dienstbahn darstellt.

Figur 3. Ansicht eines Theiles des Viaductes mit Rüstung (nämlich die 2 Bögen neben der Brücke auf dem rechten Ufer.). L ist eine transportable Dampfmaschine zur Bedienung des Aufzuges.

Figur 4. Querschnitt des Viaductes.

Figur 5. Ansicht eines beweglichen Gerüstes mit dem oberen, rechtwinkelig dagegen verschiebbaren Wagen.

Figur 6. Durchschnitt nach XY in Figur 5. V, V Dienstwaggon. R, R bewegliches Gerüst. n, n Schienen für den oberen Wagen, dessen Bahn in Figur 2 durch die punktirte Linie gh angedeutet ist.

Tafel 96. Eiserner Fangdamm. — Werkplatz.

Figur 1. Seitenansicht des blechernen Fangdammes, parallel zur Axe der Brückenbögen.

Figur 2. Grundriß davon und zwei Querschnitte zur Darstellung der Verstrebung. ABC ist der Grundriß; DE zeigt einen Querschnitt nach ab und GH einen Querschnitt nach cd in Figur 1. Die große Axe des Gehäuses ist 21,75 Meter lang, wovon 5 Meter an jeder Seite auf die Abrundung kommen. Die kleine Axe ist 10 Meter lang, die Höhe 9 Meter und das Anlaufen $1/15$.

Figur 3. Durchschnitt nach xy in Figur 2 nebst dem Fuße der beiden Bögen.

Figur 4. Strebe in der untersten Zone, wo sie im Beton stecken bleibt.

Figur 5. Strebe in der mittelsten Zone, wo sie von der Mauerung umschlossen wird.

Figur 6. Grundriß dazu nach uv in Figur 5.

Figur 7 und 8 zeigen die Verstrebung des geradlinigen Umfanges während des Baues, und zwar im Längendurchschnitt nach zw in Figur 2 und im Querdurchschnitt nach xy in Figur 2.

Figur 9. Grundriß des hölzernen Gerüstes auf den Kähnen zum Versenken des blechernen Fangdammes.

Figur 10. Längendurchschnitt durch dasselbe nach mn in Figur 9.

Figur 11. Querdurchschnitt nach der Linie rs in Fig. 9.

Figur 12. Allgemeiner Plan der Baustelle mit den Dienstbahnen. Die Pfeiler sind numerirt von 1 bis 35. gg Krahn zum Verladen der Materialien auf die Dienstbahnen, welche durch starke Linien angedeutet sind. F Abladeplatz für Steine. J Kalkmagazine. h, h verschiedene Magazine und die Schmiede. m, m Ställe und Heuschuppen. n, n Schenke. p Bureau des bauführenden Ingenieurs. P Bureau der Compagnie. Q Zimmerplatz. R Holzaufbewahrungsraum. l, l, l Wächterwohnungen und Werkzeugschuppen. q, q Magazin und Bureau des Bauunternehmers. t, t, t Kalkgruben und Mörtelmaschine. S, S, S Stege und Dienstbrücken. T Niederlage für Sandsteine (meulière). U Niederlage für geringere Bruchsteine (moellons). V Niederlage für Sand. W Niederlage für rohe Sandsteine. X, X Leinpfade. Y Cementniederlage. Z Sandgruben und Ballastgruben.

Die Dimensionen der Zapfenlager, Lagerböcke, Hängelager u. s. w.

nach

M. Armengaud aîné.

(Hierzu Tafel 22.)

Die neueste Lieferung der Publication industrielle bringt als Fortsetzung der schon im vorigen Jahrgange begonnenen Reihe von Artikeln über die Construction der Maschinentheile (welche auch meist in dieser Zeitschrift benutzt worden sind) den nachstehend gedrängter wiedergegebenen Artikel über Zapfenlager, welcher den Zweck hat, Formeln zur Berechnung derselben nach Proportionaltheilen und Reihen zur Ersparung von Modellen aufzustellen und anzuempfehlen.

Es sind dabei ins Auge zu fassen:

die Proportionen eines einfachen Zapfenlagers sammt Schalen für liegende Wellen;

die verschiedenen Formen, unter welchen das einfache Zapfenlager für verschiedene Zwecke auftritt;

die Abänderungen, welche es als Lagerbock und Support erfährt; dagegen übergehen wir

die verwandten Organe, wie Büchsen, Zapfenlager für stehende Wellen, für Schiffsschrauben u. s. w.

Als Typus für ein gewöhnliches Zapfenlager wird das auf Tafel 22, Figur 1 bis 4, dargestellte Modell angenommen, welches eine liegende Welle aufnehmen und auf ein Gerüst oder Fundament aufgeschraubt werden soll. Es besteht aus 3 Theilen: dem Lageruntertheil A mit der angegossenen Lagerplatte, den Lagerschalen B und B′, welche den Zapfen umschließen, und dem Lagerdeckel G. Nimmt man den Zapfendurchmesser zu 100 Millimetern an, so würde das dargestellte Lager für eine 15pferdige Dampfmaschine, deren Welle 60 Umgänge pro Minute macht, passen. In diesem Falle übt die Maschine in der Krummzapfenwarze einen Druck von ungefähr 1500 Kilogrammen aus, wenn der Dampfkolben 1,5 Meter Geschwindigkeit besitzt. Man kann nun berechnen, daß das Lager denselben Druck auszuhalten hat, denn da man sich denken kann, daß der zu überwindende Widerstand ebenfalls 1500 Kilogramme beträgt und daß er auf der entgegengesetzten Seite der Kurbel angreift, so erfährt das Lager einen Druck von $2 . 1500 = 3000$ Kilogrammen, was sich aber auf 1500 Kilogramme reducirt, weil die Welle in 2 Lagern ruht, von denen jedes die Hälfte dieses Druckes aufnimmt.

Dieser Druck ist bei jeder Umdrehung der Kurbel einmal auf jeden Punkt des Lagers gerichtet, hat man aber eine Balanciermaschine, so hat man namentlich 2 Lagen ins Auge zu fassen, nämlich den höchsten Stand, wo der Kolben das Bestreben hat, den Lagerdeckel abzureißen und den tiefsten Stand, wo das Lageruntertheil auf Zerdrücken in Anspruch genommen wird. Ueberhaupt pflegt man eine solche Richtung hervorzuheben und darnach die Deckel- und Ankerschrauben einzurichten.

Wenn man z. B. für eine Dampfmaschine mit verticalem Cylinder die Schrauben vertical und den Schnitt der Lagerschalen horizontal stellt, so sollte man für eine liegende Dampfmaschine die Schalen so legen, daß der Schnitt vertical stünde, was jedoch gewöhnlich nicht geschieht; indessen legen sie manche Maschinenbauer unter 45 Grad gegen den Horizont.

Man kann zur Begründung der Regel, die Schraube parallel zu der Lage der Kurbel in den todten Punkten anzubringen, anführen, daß möglicherweise der Uebergang aus dieser Lage, wo das Bestreben zur geradlinigen Fortbewegung vorhanden ist, in die regelmäßige rotirende Bewegung gestört sein könnte und daß dann ein leichteres Brechen der Schrauben erfolgen würde, wenn diese nicht in der Richtung des Zuges, sondern unter einem Winkel gegen denselben angebracht wären.

Es leuchtet daher ein, daß die Dimensionen eines Lagers theils zu der Stärke des Zapfens im Verhältniß stehen müssen, z. B. die Schalen und das Untertheil, theils davon unabhängig sind, z. B. Schrauben, Deckel u. s. w., und daß zwischen der Zapfenstärke und der Schraubenstärke keine feste Beziehung besteht; um jedoch eine Reihe von Modellen aufstellen zu können, muß man auch eine von der Zapfenstärke abhängige Reihe von Schraubenstärken feststellen, sich aber in besonderen Fällen überzeugen, ob dieselbe passend sei.

Weiter unten folgt eine Tabelle für Zapfenlager von 30 bis 140 Millimeter Zapfenstärke bei 2 Schrauben im Deckel und in der Lagerplatte und von 150 bis 500 Millimeter Zapfenstärke bei 4 Schrauben. Die zugehörigen Schrauben steigen von 12,5 bis 35 Millimeter Stärke im ersteren Falle und von 30 bis 35 Millimeter im zweiten Falle. Alle Dimensionen sind theils auf die Zapfenstärken D, theils auf die Schraubenstärken d bezogen.

Zu denjenigen Dimensionen, welche von der Zapfenstärke abhängen, gehören:

die Lagerschalen, welche meist aus Bronze, d. h. einer Legirung von 20 Theilen Zinn und 80 Theilen Kupfer, wohl auch aus Gußeisen und selbst von Holz gefertigt werden. Hier sind bronzene Lager angenommen. Sie sind entweder äußerlich abgedreht, oder von ebenen Flächen begrenzt und im letzteren Falle bekommen sie oft auf der der Oeffnung entgegengesetzten Seite eine etwas größere Metalldicke. Man giebt ihnen gewöhnlich eine Stärke von höchstens

$e = 0{,}11\,D + 4$ Millimeter und wenigstens

$e' = 0{,}07\,D + 4$ „

also im Mittel etwa $\frac{1}{9}D + 4$ Millimeter.

Die Stärke und Breite des Vorsprunges kann gesetzt werden

$$f = f' = \frac{1}{10}D.$$

Die Länge der Lagerschale entspricht natürlich der Länge des Zapfens, und in neuerer Zeit hat man die Ueberzeugung gewonnen, daß es vortheilhaft sei, die Länge möglichst groß im Verhältniß zum Durchmesser anzunehmen, da die Reibung unabhängig von der Größe der sich reibenden Fläche, die Abnutzung aber der Größe des Druckes pro Flächeneinheit proportional ist. Man muß also möglichst schwache, aber verhältnißmäßig lange Zapfen anwenden und kann

für Zapfen mit oscillirender Bewegung, wie die Balancierzapfen, die Länge L = dem Durchmesser D,

für Zapfen, welche 40 bis 50 Umgänge pro Minute machen,

$L = 1{,}5\,D$ und

für Zapfen, welche mehr als 50 Umdrehungen machen,

$$L = 1{,}5\,D + \frac{N-50}{10}\ \text{Millimeter}$$

setzen, wenn N die Zahl der Umdrehungen bedeutet.*)

Die Breite des Lagers ist zwischen den Vorsprüngen der Lagerschalen größer als sonst, weil dieser vorspringende Rand mit weniger Kosten abgedreht, durch denselben auch eine gewisse Vergrößerung der Zapfenlänge ermöglicht werden kann. Der vorspringende Rand bekommt $\frac{1}{8}D$ zur Höhe, daher wird

$$l = 1{,}05\,D.$$

Die Lagerplatte bekommt die Breite:

$$l' = 1{,}2\,D.$$

Der Abstand der Deckelschrauben von der Außenfläche der Lagerschalen, welcher allerdings a priori von der Schraubenstärke abhängig zu sein scheint, ist am besten ebenfalls der Zapfenstärke proportional zu machen, da ja die Schrauben dieser Dimension nicht proportional sind, folglich der seitliche Widerstand des Lagers darunter leiden würde, wollte man die Schraubenstärke bei Bestimmung dieses Abstandes zu Grunde legen. Passend erscheint

$$r' = 0{,}35\,D + 5\ \text{Millimeter},$$

was jedoch für solche Lager, wo der Deckel fast bis ins Mittel der Schalen reicht, zu wenig giebt.

Hieraus folgt nun die Entfernung der Schrauben von einander

$$E = 1{,}84\,D + 18\ \text{Millimeter}.$$

Für die Ankerschrauben, welche denselben Widerstand wie die Deckelschrauben, leisten müssen, kann als passende Entfernung angesehen werden

$$E' = 4{,}25\,D + 42\ \text{Millimeter},$$

was in besonderen Fällen eher kleiner als größer genommen werden darf.

Zu denjenigen Dimensionen, welche von der Schraubenstärke d abhängen, gehören nun zweitens die Metalldicke des Lagerdeckels, des Lageruntertheils, der Lagerplatte und der Schraubenwulst, weil fast alle diese Theile denselben Widerstand wie die Schrauben aufnehmen müssen, und es sind hierbei die Fälle zu scheiden, wo 2 oder 4 Schrauben im Deckel angebracht sind.

Beim Lagerdeckel findet sich die geringste Dicke C bei den Schrauben, die größte C′ im Scheitel, und wenn man die Einrichtung trifft, daß das Deckelende nie blosliegt, d. h. daß die Schrauben dasselbe nicht gewaltsam niederziehen können, so braucht man bei Lagern mit 2 Schrauben nur folgende Stärken zu geben:

$$C = 2\,d, \qquad C' = 2{,}15\,d,$$

und das Lageruntertheil erhält dieselbe Stärke wie der Deckel im Scheitel, also

$$C'' = 2{,}15\,d.$$

Für Lager mit 4 Schrauben ist passend:

$$C = 2{,}2\,d + 10\ \text{Millimeter und}$$

$$C' = C'' = 2{,}4\,d + 10\ \text{Millimeter},$$

was bei mittleren Zapfenstärken ungefähr so viel giebt, als hätte man mit $\sqrt{2}$ multiplicirt, wie es das Verhältniß zwischen den Schraubenstärken verlangen würde.

Die Lagerplatte, welche nur an den Enden frei liegt, und selbst dort noch durch besondere Sitze für die Schraubenmuttern verstärkt ist, erhält

	bei zwei	bei vier Schrauben
die Dicke	$F = d + 5$ Mill.,	$F = 1{,}3\,d + 5$ Mill.

Die Dicke des halbcylindrischen Wulstes, in welchem die Schrauben liegen, richtet sich nach der Größe der Muttern, welche darauf Platz haben müssen, man kann also allgemein setzen:

$$r = d + 3\ \text{Millimeter}.$$

Was nun die Construction des vorgeschlagenen Normal-Lagers anlangt, so ist dabei darauf Rücksicht genommen, daß der Untertheil A hoch genug ist, um die beiden Schalen festzuhalten, während der Deckel G nur auf eine geringe Tiefe für die obere Schale ausgenommen ist, und an beiden Enden durch vorstehende Ränder a aufliegt, so daß derselbe beim Anziehen der Schrauben nur an diesen Punkten angezogen, aber nicht auf den Zapfen aufgepreßt wird. Man kann statt dessen auch eingelegte Holzstückchen anwenden, muß aber stets die ältere Construction vermeiden, wo der Deckel blos auf den Lagerschalen ruht, weil dann leicht entweder der Deckel zu scharf angezogen oder durch ungleiches Anziehen der Schrauben schief gezogen wird, so daß er brechen kann. Die Lagerschalen sitzen weder im Lageruntertheil noch im Deckel fest, müssen aber doch so festgehalten werden, daß sie nicht herausfallen und sich nicht drehen können, was auf verschiedene Weise bewirkt wird, wie wir weiter unten sehen werden. Deshalb ist bei Anwendung von äußerlich abgedrehten Schalen, welche am besten und billigsten herzustellen sind, ein starker Zapfen an den Schalen anzubringen, welcher in ein passendes Loch des Lagers greift.

Gegen die Längenverschiebung wirken vorspringende Ränder am sichersten, aber sie lassen nicht erkennen, ob die Schale gut aufsitzt; läßt man die Ränder weg, so kann man das Aufpassen sicher besorgen, muß aber eine Nuth anbringen, um sie festzuhalten, und erschwert sich dadurch andererseits wieder das Einpassen. An unserem Lager ist die untere Schale als halbes Achteck geformt, die obere als Rechteck, was einen nahezu geraden Deckel giebt und gestattet, den Schnitt oberhalb des Zapfens zu legen. Uebrigens brauchen blos die Ecken voll zu sein, zwischen

*) Herr Prof. Wiebe hat in seiner „Lehre von der Befestigung der Maschinentheile", Berlin 1854, S. 263, für die geeignetste Zapfenlänge die Formel $L = \frac{1}{3} D \sqrt[3]{N}$ abgeleitet, worauf wir des Vergleiches halber hinweisen. D. Red.

den Sitzen kann die Schale abgeschrägte Seiten haben oder ausgenommen sein. Die vorstehenden Ränder sind unten kreisförmig, oben rectangulär.

Die Deckelschrauben d gehen durch das ganze Lager hindurch und ihr Kopf liegt in einer quadratischen Versenkung der Bodenplatte, welche an dieser Stelle der Metallersparniß halber ausgenommen ist, was natürlich nur für große Lager geschieht. Die Schraubenlöcher sind gleich beim Guße ausgespart, müssen aber justirt werden, weshalb man wohl thut, oben und unten vorspringende Ränder stehen zu lassen. Für kleine Lager ist es oft billiger und bequemer, sie nach dem Gusse erst herzustellen. Die Schraubenlöcher m in der Bodenplatte sind etwas länglich, um das Lager beim Montiren etwas verschieben zu können.

Größere Lager stellt man auf einer Bodenplatte zwischen 2 angegossenen Nasen von entsprechender Höhe auf, füllt den Zwischenraum zwischen der Lagerplatte und diesen Nasen durch Keile aus, durch welche man das Lager zugleich centrirt, und zieht erst nachher die unteren Schrauben an.

Das Lageruntertheil hat hier sehr lang gezogene Abrundungsbogen, die sich bis ans Ende der Lagerplatte ziehen, weil sich in den Ecken die leichteste Gelegenheit zum Bruche findet.

Zur Schmierung ist ein Schmierbecher H aufgesetzt, welcher einen Docht b aufnimmt, der das Oel tropfenweise auf den Zapfen fallen läßt. Die Bohrung endet in einer trichterförmigen Vertiefung der oberen Schale, von welcher sich 4 Schmierrinnen c abzweigen und diese Rinnen hängen mit den entsprechenden Rinnen der unteren Lagerschale mittelst vier kleiner Einschnitte i zusammen, welche zugleich eine Vertheilung des Oeles nach der Länge des Zapfens bezwecken. Der Schmierbecher ist gewöhnlich aus Bronze gegossen und wird aufgeschraubt, ist auch mittelst eines Deckels an einem Charnier geschlossen. Sind die Lagerschalen ausgenommen, so muß man einen durchbohrten messingenen Pflock k einschalten, welcher das Oel aus der Schmierröhre in das Lager überführt.

In nachstehender Tabelle sind die wichtigsten Dimensionen eines Lagers nach den obigen Formeln berechnet aufgeführt, und zwar sind dabei für Lager von 30 bis 140 Millimeter zwei, für Lager von 150 bis 500 Millimeter vier Schrauben angesetzt.

Tabelle der wichtigsten Dimensionen der Zapfenlager in Millimetern.

Zapfendurchmesser	Länge der Schalen	Breite des Unterstückes	Breite der Lagerplatte	Breite des Hauptkörpers	Abstand der Schrauben v. den Schalen	Entfernung der Deckelschrauben	Entfernung der Plattenschrauben	Stärke der Lagerschalen am Ende	Stärke der Lagerschalen im Mittel	Vorsprung d. Lagerschalen	Schraubendurchmesser	Stärke des Lagerdeckels und Bodens		Stärke der Lagerplatte	Halbmesser des Mulstes
D	L	L′	l′	l	r′	E	E′	e	e′	f=f′	d	C	C′=C″	F	r
30	45	39	36	31	15,5	73	169	6	7	3	12,5	25	27	17	15,5
35	52,5	45,5	42	36	17	82	190	6,5	8	3,5	12,5	25	27	17	15,5
40	60	52	48	42	19	91	212	7	8,5	4	15	30	32	20	18
45	67,5	58,5	54	47	21	100	233	7	9	4,5	15	30	32	20	18
50	75	65	60	52	22,5	110	254	7,5	9,5	5	17,5	35	38	22	20,5
55	82,5	71,5	66	57	24	119	275	8	10	5,5	17,5	35	38	22	20,5
60	90	78	72	63	26	128	297	8	10,5	6	20	40	43	25	23
65	97,5	84,5	78	68	28	137	318	8,5	11	6,5	20	40	43	25	23
70	105	91	84	73	29,5	146	339	9	12	7	22,5	45	48	27	25,5
75	112,5	97,5	90	78	31	156	360	9	12	7,5	22,5	45	48	27	25,5
80	120	104	96	84	33	165	382	9,5	13	8	25	50	54	30	28
85	127,5	110,5	102	89	35	174	403	10	13	8,5	25	50	54	30	28
90	135	117	108	94	36,5	183	424	10	14	9	27,5	55	59	32	30,5
95	142,5	123,5	114	99	38	192	445	10,5	14,5	9,5	27,5	55	59	32	30,5
100	150	130	120	105	40	202	467	11	15	10	30	60	64,5	35	33
110	165	143	132	115	43,5	220	517	11,5	15	11	30	60	64	35	33
120	180	156	144	126	47	238	552	12	17	12	32,5	65	70	37	33,5
130	195	169	156	136	50,5	257	594	13	18	13	32,5	65	70	37	35,5
140	210	182	168	147	54	275	617	13,5	19	14	35	70	75	40	38
150	225	195	180	157	57	294	679	14,5	20,5	15	30	76	82	44	33
160	240	208	192	168	61	312	722	15	21,5	16	30	76	82	44	33
170	255	221	204	178	64	330	764	16	22,5	17	35	87	94	50	38
180	270	234	216	189	68	349	807	16,5	24	18	35	87	94	50	38
190	285	247	228	199	71	367	849	17	25	19	40	98	106	57	43
200	300	260	240	210	75	386	892	18	26	20	40	98	106	57	43
210	315	273	252	220	78	404	934	19	27	21	40	98	106	57	43
220	330	286	264	231	82	422	977	19,5	28	22	45	109	118	63	48
230	345	299	276	241	85	441	1019	20	29	23	45	109	118	63	48
240	360	312	288	252	89	459	1062	21	30	24	45	109	118	63	48
250	375	325	300	262	92	478	1104	21,5	31,5	25	50	120	130	70	53
260	390	338	312	273	96	496	1147	22	32,5	26	50	120	130	70	53

Zapfendurchmesser	Länge der Schalen	Breite des Unterstückes	Breite der Lagerplatte	Breite des Hauptkörpers	Abstand der Schrauben v. den Schalen	Entfernung der Deckelschrauben	Entfernung der Plattenschrauben	Stärke der Lagerschalen am Ende	Stärke der Lagerschalen im Mittel	Vorsprung d. Lagerschalen	Schraubendurchmesser	Stärke des Lagerdeckels und Bodens		Stärke der Lagerplatte	Halbmesser des Wulstes
D	L	L′	l′	l	r′	E	E′	e	e′	f=f′	d	C	C′=C″	F	r
270	405	351	324	283	99	514	1189	23	33,5	27	50	120	130	70	53
280	420	364	336	294	103	533	1232	23,5	35	28	55	131	142	76	58
290	435	377	348	304	106	551	1274	24	36	29	55	131	142	76	58
300	450	390	360	315	110	570	1317	25	37	30	55	131	142	76	58
310	465	403	372	325	113	588	1359	25,5	38	31	60	142	154	83	63
320	480	416	384	336	117	606	1402	26	39	32	60	142	154	83	63
330	495	429	396	346	120	625	1444	27	40	33	60	142	154	83	63
340	510	442	408	357	124	643	1487	28	41,5	34	65	153	166	89	68
350	525	455	420	367	127	662	1529	28,5	42,5	35	65	153	166	89	68
360	540	468	432	378	131	680	1572	29	43,5	36	65	153	166	89	68
370	555	481	444	388	134	698	1614	30	44,5	37	70	164	178	95	73
380	570	494	456	399	138	717	1657	30,5	46	38	70	164	178	95	73
390	585	507	468	409	141	735	1699	31	47	39	70	164	178	95	73
400	600	520	480	420	145	754	1742	32	48	40	75	175	190	102	78
410	615	533	492	430	148	772	1784	32,5	49	41	75	175	190	102	78
420	630	546	504	441	152	790	1827	33	50	42	75	175	190	102	78
430	645	559	516	451	155	809	1869	34	51	43	80	186	202	109	83
440	660	572	528	462	159	827	1912	35	52	44	80	186	202	109	83
450	675	585	540	472	162	846	1954	35,5	53,5	45	80	186	202	109	83
460	690	598	552	483	166	864	1997	36	54,5	46	80	186	202	109	83
470	705	611	564	493	169	882	2039	37	55,5	47	85	197	214	115	88
480	720	624	576	504	173	901	2082	37,6	57	48	85	197	214	115	88
490	735	637	588	514	176	919	2124	38	58	49	85	197	214	115	88
500	750	650	600	525	180	938	2167	39	59	50	85	197	214	115	88

Endlich ist auf Tafel 22 in Figur A eine graphische Tabelle construirt, welche dieselben Resultate (jedoch nicht ganz mit derselben Ausdehnung) durch bloßes Ablesen zu finden gestattet. Der linke Rand MN der Figur enthält die Scala der Zapfendurchmesser, der obere horizontale Rand NO dient zum Ablesen der Dimensionen e, e′, f, f′ und r′, der rechte Rand OP ist die Scala der Schraubendurchmesser und der horizontale untere Rand MP dient zum Ablesen der Maße von C, C′, C″, E und r. Die verschiedenen Transversalen sind mit den Buchstaben bezeichnet, deren Werthe sie anzeigen, und das Verfahren beim Ablesen ist das nämliche, als bei den schon früher gegebenen graphischen Darstellungen. So findet man, wenn man in der mit 100 bezeichneten Horizontalen nach rechts hinübergeht und aus den Durchschnitten mit den Transversalen e, f, e′, r′ senkrecht in die obere Scala aufsteigt, daß für einen Zapfen von 100 Millimeter Stärke e = 11, f = f′ = 10, e′ = 15, r′ = 40 Millimeter zu nehmen ist, und ebenso kann man zu einer beliebigen Schraubenstärke die davon abhängigen Dimensionen finden, wenn man aus der Scala am rechten Rande horizontal bis an die betreffende Transversale hinübergeht und aus dem Schnittpunkte senkrecht in die Scala am unteren Rande hinabsteigt.

(Fortsetzung folgt.)

Beobachtungen des Herrn Majors John Sanders über die Rammmaschine.

Nebst Bemerkungen

von

K. R. Bornemann.

Herr Bergrath Weisbach hat von dem Major im Ingenieurcorps der Vereinigten Staaten von Nordamerika, Herrn John Sanders, zu Fort Delaware bei Delaware-City, unter dem 27. Juli 1855 interessante Mittheilungen über Beobachtungen an der Rammmaschine zugesendet erhalten und sie der Redaction gütigst zur Benutzung für diese Zeitschrift überlassen, was wir um so weniger unterlassen zu dürfen glauben, je mehr wir überzeugt sind, daß die Rammtheorie noch keineswegs als abgeschlossen anzusehen ist, und daß dieselbe nur durch vielfache systematische

Beobachtungen und vielseitige Besprechung diesem Ziele näher gebracht werden kann.

Herr Major Sanders ist mit dem Bau eines Forts auf einer Insel des Delawarestromes bei Delaware-City beschäftigt, wobei der aus compressiblem Schlamme bestehende Boden das Schlagen von Pfahlrost nöthig macht. Bei Erwägung der Grundfrage, mit welchem Gewicht ein unter gewissen Verhältnissen gestoßener Pfahl belastet werden dürfe, wenn er dasselbe ohne Veränderung tragen solle, sah sich nun aber Herr Sanders in allen Lehrbüchern der Ingenieurkunst vergeblich nach Rath um, da ihm alle ihre Angaben sehr willkürlich und ungenügend begründet erschienen. Er stellte hierauf einige eigene Versuche an, welche auf die Begründung einer dem praktischen Bedürfniß mehr genügenden Theorie zu führen im Stande sein sollten, und theilte diese nebst seinen Zweifeln gegen die ältere Theorie Herrn Bergrath Weisbach mit, in der Hoffnung, daß derselbe bei einer neuen Auflage seiner, auch in Nordamerika hochgeschätzten „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik" davon werde Gebrauch machen können.

Herr Sanders stellt nämlich den Zweifel auf, ob die Formel für den Widerstand des Erdbodens am Ende des Stoßes, also für die Last, womit der Pfahl belastet werden dürfe, nämlich

$$P = \frac{p^2}{p + p_1} \cdot \frac{H}{h},$$

worin p das Gewicht des Rammbäres,
p_1 das Gewicht des Pfahles,
H die Fallhöhe des Rammbäres,
h die Tiefe des Eindringens des Pfahles beim letzten Schlage bedeutet,

ob diese Formel wirklich ein Gewicht ergebe, welches der Pfahl, ohne tiefer einzudringen, mit Sicherheit zu tragen vermöge. Weil jeder neue Schlag des Rammbäres den Pfahl nochmals um die Tiefe h eintreiben werde, müsse, so glaubt Herr Sanders, die Last P, wenn sie auf den Pfahl gebracht werde, ebenfalls den Pfahl zum weiteren Eindringen bringen, bis er in Schichten gelange, welche einen größeren Widerstand böten, man dürfe also den Pfahl nur mit einem durch die Erfahrung zu bestimmenden aliquoten Theile dieses Gewichtes belasten, und um diesen Theil zu finden (die Lehrbücher geben $\frac{1}{100}$ bis $\frac{1}{10}$ an), müßten Versuche angestellt werden, um wieviel ein eingerammter Pfahl unter einer gewissen aufgebrachten Last noch weiter einsänke.

Scheint uns nun auch obiger Einwurf nicht ganz begründet, indem man die Wirkung einer ruhenden Last durchaus nicht mit der Wirkung des Stoßes verwechseln darf, so ist doch jedenfalls so viel richtig, daß man nicht das berechnete ganze Gewicht auf den Pfahl aufladen darf, weil sonst bei der geringsten Erschütterung (bei dem geringsten Stoße) ein weiteres Einsinken des belasteten Pfahles zu befürchten stünde, auch sind wir vollständig der Ansicht, daß nur das Experiment lehren könne, der wievielste Theil dieses Gewichtes mit Sicherheit vom Pfahle getragen werden könne.

Die vom Herrn Major Sanders angestellten Versuche bestanden nun darin, daß im Jahre 1850 vier gleich starke und lange Pfähle (von 25 Fuß Länge und 1 Fuß Stärke im Quadrat am Kopfende), welche 1300 Pfund wogen, mit einem 1900 Pfund schweren Rammbär bei $6\frac{1}{6}$ Fuß Fallhöhe in den vier Ecken eines Quadrates von 4 Fuß Seitenlänge eingeschlagen, sodann horizontal abgeschnitten und mit aufgezapften Schwellen versehen wurden und daß man dieselben alsdann mit großen Steinblöcken belastete, und beobachtete, um wie viel sie sich unter der aufgebrachten Last einsenkten. Vorher war das theoretisch zulässige Gewicht nach der Formel

$$W = \frac{Ph}{d},$$

worin P das Gewicht des Rammbäres, h die Fallhöhe und d das Eindringen beim letzten Schlage bedeutet, berechnet worden, und man wählte die Belastungen so, daß man mit $\frac{1}{40}$ W begann und bis zu $\frac{1}{3}$ W fortschritt, jedesmal aber vor Aufbringung weiterer Belastung das Eintreten des Ruhezustandes abwartete.

In ganz gleicher Weise wurde ein zweites Experiment im Jahre 1852 mit vier 30 Fuß langen und 1000 Pfund schweren Pfählen angestellt, welche durch einen 1878 Pfund schweren Rammbär mit 6 Fuß Fallhöhe eingetrieben wurden.

Die ganze Senkung bei der endlichen Belastung von $\frac{1}{3}$ W betrug noch nicht ganz einen Zoll, und Herr Sanders zieht daher aus seinen beiden Versuchen den Schluß, daß man einen Pfahl, welcher unter solchen Verhältnissen eingeschlagen sei (d. h. mit einem Rammbär, dessen Gewicht dasjenige des Pfahles übertreffe und bei passender Fallhöhe, so wie in einem Boden, dessen Widerstand beim tieferen Eindringen stetig zunehme) mit einem Drittel des theoretisch bestimmten Gewichtes belasten dürfe.

Möge es dahingestellt sein, ob diese wenigen Erfahrungen eine allgemeine Gültigkeit beanspruchen können, ob nicht bei anderem Boden vielleicht doch ein geringerer Coefficient angenommen werden müsse, ob nicht die Senkung um 1 Zoll in vielen Fällen zu bedeutend sein möchte und ob nicht zu befürchten sei, daß bei längerer Zeit sich dieselbe noch vermehren könne, jedenfalls ist aber eine recht vielfache Wiederholung derartiger Versuche nicht genug anzuempfehlen, und sie scheint das einzige Hilfsmittel, sich vor vielen Misgriffen zu sichern.

Es ist aber nun noch auf einen anderen Uebelstand bezüglich dieses Coefficienten aufmerksam zu machen, welchen

Major Sanders ebenfalls durch seine Versuche aufgefunden hat. Bei dem ersten Versuche mit dem 1900 Pfund schweren Rammbär und $6\frac{1}{6}$ Fuß Fallhöhe beträgt die pro Schlag zu leistende Arbeit $1900 . 6\frac{1}{6} = 11716$ Fußpfund. Jeder Pfahl erhielt 100 Schläge und sank beim letzten Schlage im Mittel $\frac{13}{100}$ Fuß ein. Hierauf wurde noch jeder Pfahl mit einem 800 Pfund schweren Rammbär bei $4\frac{1}{3}$ Fuß Fallhöhe weiter einzurammen versucht und man erhielt auf eine Hitze von 30 Schlägen noch ein Eindringen um $\frac{8}{100}$ Fuß. Während dieser Hitze war eine Arbeit von $30 . 800 . 4\frac{1}{3} = 104000$ Fußpfunden zu leisten und obgleich also dabei $\frac{104000}{11716}$ mal soviel Arbeit aufgewendet wurde, als beim schweren Rammbär, so ist der Effect doch nur $\frac{8}{13}$ so hoch, als bei letzterem, es muß also, um denselben Effect zu erreichen, mit der leichten Ramme $\frac{13}{8} \cdot \frac{104000}{11716} = 14{,}42$ mal soviel Arbeit aufgewendet werden, als bei dem schweren Rammbär, und wenn für Letzteren der Coefficient der zulässigen Belastung gleich $\frac{1}{3}$ angenommen wird, so gilt für den leichten Rammbär der Coefficient

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{14{,}42} = \frac{1}{43{,}26} .$$

Aehnliches lehrte auch der zweite Versuch, wo bei einem Rammbär von 1878 Pfund Gewicht und bei 6 Fuß Fallhöhe die Pfähle pro Schlag um 1 Zoll eindrangen. Hier wurde dieser Effect durch Aufwendung einer Arbeit von $1878 . 6 = 11268$ Fußpfunden erreicht, dagegen drangen diese Pfähle unter einem $4\frac{5}{6}$ Fuß hoch herabfallenden, 800 Pfund schweren Rammbär bei einer Hitze von 30 Schlägen noch $\frac{1}{15}$ Fuß tief ein, wozu also eine Arbeit von $30 . 800 . 4\frac{5}{6} = 116000$ Fußpfunden erfordert wurde. Um denselben Effect wie bei dem schweren Rammbär zu erzielen, ist also im zweiten Falle eine $\frac{116000}{11268} \cdot \frac{15}{12} = 12{,}87$ mal so große Arbeit aufzuwenden nöthig, und es stellt sich also bei diesem Experimente der Coefficient für den leichten Rammbär zu

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{12{,}87} = \frac{1}{38{,}61}$$ heraus.

Man sieht also, daß der Coefficient der zulässigen Belastung von dem Gewicht und der Fallhöhe des angewendeten Rammbäres abhängig ist und daß man ihn nicht allgemein zu $\frac{1}{3}$ normiren darf, obgleich die große Verschiedenheit obiger Ergebnisse zum Theil wohl auch darin begründet sein könnte, daß inzwischen eine wirkliche Vermehrung der Bodenfestigkeit eingetreten sein kann. Beachtenswerth ist es, daß beim zweiten Experimente, wo der leichte Rammbär eine etwas größere Fallhöhe hatte, auch der Coefficient etwas größer ausfällt, als beim ersten Experimente.

Herrn Sanders' Beobachtungen haben ihm gezeigt, daß innerhalb gewisser Grenzen der Fallhöhe bei derselben Ramme der Effect der aufgewendeten Arbeit proportional ist, und daß er bei zunehmendem Gewicht des Rammbäres rasch zunimmt, bis das Gewicht des Rammbäres dasjenige des Pfahles übertrifft, daß es aber über diese Grenze hinaus von wenig Einfluß sei, ob der Bär viel schwerer als der Pfahl sei. Die Erfahrungen mit der Nasmyth'schen Dampframme lehrten, daß das Princip der Anwendung eines schweren Rammbäres mit geringer Fallhöhe und rasch auf einander folgenden Schlägen das vortheilhafteste sei, daß aber diese Dampframme für die meisten Arbeiten zu wenig locomobil und zu kostspielig sei. Herr Sanders hat daher eine Dampframme construirt, bei welcher die Dampfmaschine nicht fortgerückt zu werden braucht, wenn man zu einem anderen Pfahle übergeht, bei welcher vielmehr die directe Verbindung zwischen der Dampfkolbenstange und dem Rammbär nur mittelst eines durch Rollen geleiteten Seiles bewirkt wird, und hat diese einfache Maschinerie bis zu Entfernungen von 1000 Fuß sehr vortheilhaft gefunden. Der Rammbär wiegt 1 Tonne und hat 6 Fuß Fallhöhe. *)

Nachdem im Vorstehenden der wesentlichste Inhalt der Beobachtungen Herrn Sanders' angeführt worden ist, möge es gestattet sein, Einiges über ähnliche Beobachtungen zu referiren. Herr Geheimer Oberbaurath Hagen erwähnt im ersten Bande seines „Handbuches der Wasserbaukunst", S. 614, daß er mit dem Modell einer Kunstramme Pfähle in Sand und Thon eingeschlagen habe, nachdem er durch geeignete Anfeuchtung es dahin gebracht hatte, daß diese Pfähle bei einer gewissen Fallhöhe des Rammklotzes in beiden Bodenarten gleich tief eindrangen, und daß er diese Pfähle sodann belastet und dabei gefunden habe, daß der Pfahl im Sandboden das funfzigfache Gewicht des Rammbäres ohne Veränderung tragen konnte, während der Pfahl im Thone schon unter dem einfachen Gewichte des Rammbäres zu sinken begann.

Hieraus ergiebt sich jedenfalls, daß die Beschaffenheit des Bodens auf die Größe des Coefficienten von großem Einfluß ist. Aus demselben Werke, Seite 616 citiren wir die Angabe, daß bei einem Baue, wo die 40 Fuß langen Pfähle bei der letzten Hitze von 20 Schlägen mit einem Rammbär von 1650 Pfund Gewicht und bei 5 Fuß Fallhöhe nur um 4 Linien tief eingetrieben werden konnten,

*) Diese Anwendung einer stationären Dampfmaschine zum Rammen erscheint so vortheilhaft, daß wir versuchen werden, speciellere Mittheilungen hierüber zu erhalten. D. Red.

sich ein Einsinken der Pfähle ergab bei einer Belastung mit 43370 Pfund Gewicht; es war also in diesem Falle selbst der Coefficient $\frac{43370}{1650 . 5 . 36 . 20} = 0{,}0073 = \frac{1}{140}$ noch zu groß. Dagegen belastete man beim Bau der Junction-Docks zu Hull einzelne Pfähle mit 60000 Pfund, obgleich man die Probe nur so normirte, daß die Pfähle unter einem 1300 Pfund schweren Rammbär und bei 6 Fuß Fallhöhe pro Schlag nicht mehr als $\frac{1}{20}$ Zoll tief eindringen durften, und in diesem Falle zeigte sich kein Nachgeben, obschon der Cofficient $= \frac{1}{31{,}2}$ angenommen ist.

Neben so widersprechenden Erfahrungen scheint es allerdings fast unmöglich, einen allgemein gültigen Coefficienten aufzufinden, selbst wenn die Zahl gut geführter Versuche wesentlich vermehrt würde, ja es kann wohl leicht der Zweifel entstehen, ob die theoretische Größe, welche man in Vergleich zieht, richtig gewählt sei.

In der That ist der Widerstand, welchen der Erdboden dem Eindringen des Pfahles entgegensetzt, sehr complicirter Natur, indem einerseits die Spitze des Pfahles das Erdreich zu durchschneiden und zu trennen hat, andererseits aber auf der Oberfläche des Pfahles die Reibung des Erddruckes zu überwinden ist. Es wird sonach die Form des Pfahles und seiner Spitze, d. h. ob derselbe rund, quadratisch oder rectangulär, ob gespitzt, mit quadratischem oder conischem Schuh versehen ist, ob er mit dem schwachen oder starken Ende vorausgeht u. dergl., und zweitens die Beschaffenheit der Oberfläche des Pfahles, ob dieselbe glatt oder rauh und astig ist, von großem Einfluß sein, und wenn man ferner die Verschiedenheiten in der Beschaffenheit des Bodens, Festigkeit, Lockerheit, Zähigkeit, Elasticität, größere oder geringere Homogenität u. dergl. erwägt, so wird es einleuchten, daß die Ergebnisse der Theorie immer nur mangelhaft stimmen können. Nun zeigt aber die Erfahrung überdies noch eine höchst auffallende Verschiedenheit in der Wirkung des Stoßes, je nachdem derselbe nach größeren oder kleineren Pausen erfolgt, also wird das Phänomen immer verwickelter und entfernt sich immer mehr von den Bedingungen, welche die Theorie zu Grunde legen muß.

Eine zweite Schwierigkeit für die Begründung einer Theorie besteht darin, daß man a priori nicht bestimmen kann, ob man es mit einem Stoße zwischen vollkommen elastischen oder unelastischen Körpern zu thun hat, oder ob man den einen Körper als unelastisch, den anderen als elastisch anzusehen habe. Coriolis sieht den Stoß für unelastisch an, Moseley behandelt dagegen in seinen „Mechanischen Principien der Ingenieurkunst und Architektur, übersetzt von H. Scheffler", II, §. 451, den Fall des elastischen Stoßes. Ferner findet man bei verschiedenen Mechanikern darin verschiedene Auffassungen, daß die Einen, z. B. Coriolis, annehmen, es bewegten sich nach dem Stoße Rammklotz und Pfahl mit gemeinsamer Geschwindigkeit weiter, die Anderen dagegen, z. B. Brix, den Pfahl blos in Folge der ihm mitgetheilten Geschwindigkeit eindringen lassen.

Die gründlichste Behandlung der Rammtheorie dürfte Moseley a. a. O. gegeben haben. Er beschreibt den Vorgang wie folgt. Sofort nach dem Auffallen des Rammbäres auf den Pfahl erfolgt eine Zusammendrückung der beiden stoßenden Körper, wodurch ein solcher Druck zwischen ihnen entsteht, daß der Pfahl einzudringen beginnt. Dieses Eindringen setzt sich auch noch über den Moment, wo die größte Zusammendrückung zwischen beiden Körpern stattfindet, hinaus fort, weil bis zu diesem Moment die Größe des Druckes fortwährend gewachsen ist. Sind die Oberflächen des Rammbäres und Pfahles unelastisch, so gehen nach dem Moment der größten Zusammendrückung beide Körper mit gleicher Geschwindigkeit fort, bis der Widerstand des Bodens die in ihnen enthaltene lebendige Kraft aufgezehrt hat, und es ist also diejenige Arbeit, welche auf die Zusammendrückung verwendet wurde, nutzlos verloren. Sind dagegen die beiden Körper vollkommen elastisch, so tritt nach dem Moment der größten Zusammendrückung wieder eine allmählige Ausdehnung ein, wobei der Rammbär einen Trieb nach aufwärts erfährt und der Druck zwischen den beiden sich berührenden Flächen wird erst dann gleich und kleiner als der Widerstand des Bodens, wenn der Klotz in Folge der Ausdehnung bis zu derjenigen Lage zurückgekehrt ist, in welcher er niederfallend den Pfahl zu treiben anfing; es geht also auch das Eindringen nicht nur bis dahin fort, sondern nach dieser Zeit dringt der Pfahl noch vermöge seiner Trägheit tiefer ein. Ist die Ausdehnung des Klotzes in dem Momente, wo der Pfahl endlich zur Ruhe kommt, noch nicht so weit vollendet, daß die Elasticität der Berührungsflächen seinem Gewichte das Gleichgewicht hält, wohnt dem Klotze also noch eine große Geschwindigkeit bei, so ist die dieser Geschwindigkeit entsprechende Arbeit und die Arbeit, welche der in diesem Momente noch stattfindenden Zusammendrückung zwischen beiden Körpern entspricht, nutzlos verloren; kommt dagegen der Klotz in demselben Momente mit dem Pfahle zur Ruhe, so ist von der in demselben angehäuften Arbeit nur der ganz geringe Antheil verloren, welcher eine Zusammendrückung bewirken würde gleich derjenigen, die in diesem Augenblicke zwischen beiden ruhenden Körpern stattfindet.

Das Resultat der analytischen Untersuchungen Moseley's ist nun Folgendes. Es ergiebt sich, daß wenn

P den Widerstand des Erdbodens,
G_1 das Gewicht des Rammbäres,
G_2 " " " Pfahles,

F_1, F_2 die Querſchnitte des Rammbäres und Pfahles,
l_1, l_2 die Längen des Rammbäres und Pfahles,
E_1, E_2 die Elaſticitätsmodeln des Rammbäres und Pfahles,
H_1, H_2 die Härten des Rammbäres und Pfahles,
h die Fallhöhe des Rammbäres,
s die Tiefe des Eindringens

bedeutet, die Fallhöhe mindeſtens

$$h > \frac{1}{2}\left(\frac{l_1}{F_1 E_1} + \frac{l_2}{F_2 E_2}\right)\left[\frac{(P-G_2)^2}{G_1} - (P-G_2)\right]$$

ſein muß, wofür man annähernd, und wenn man

$$\frac{F_1 E_1}{l_1} = H_1, \quad \frac{F_2 E_2}{l_2} = H_2$$

einführt, ſchreiben kann:

$$h > \frac{1}{2}\left(\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}\right)\frac{P^2}{G_1},$$

wie es in Weisbach's „Ingenieur- und Maſchinen-Mechanik", I. Band, §. 318 zu finden iſt.

Hieraus erkennt man, daß das Product $G_1 h$ aus dem Gewichte des Rammbäres in die Fallhöhe mit dem Quadrate des Widerſtandes des Erdbodens wachſen muß und in indirectem Verhältniß zu den Härten ſteht.

Bezeichnet man ferner die Größe

$$\frac{G_1 + G_2}{G_2 (P - G_1 - G_2)} \times \sqrt{\frac{2h - \left(\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}\right)\left[\frac{(P-G_2)^2}{G_1} - 2(P-G_2)\right]}{\left(\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}\right)\left(\frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2}\right)}}$$

mit a, ſo findet ſich die Tiefe, um welche der Pfahl beim letzten Schlage eindringen muß, wenn derſelbe einen Widerſtand gleich P leiſten ſoll,

$$s = \left(\frac{\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}}{\frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2}}\right)\left(\frac{P - G_1 - G_2}{G_1 + G_2}\right)\left[a(\alpha T - \sin \alpha T) + 1 - \cos \alpha T - \frac{1}{2}(\alpha T)^2\right],$$

nachdem man zuvor αT aus der Gleichung

$$a(1 - \cos \alpha T) - (\alpha T - \sin \alpha T) = o$$

beſtimmt hat. Der Werth von αT, welcher letzterer Gleichung genügt, findet ſich am einfachſten durch Conſtruction; wenn man nämlich eine Curve zeichnet, welche die Gleichung $a(1 - \cos x) - (x - \sin x) = y$ repräſentirt, ſo iſt derjenige Werth von x, bei welchem die Curve die Are der x durchſchneidet, der geſuchte Werth von αT, weil für denſelben $y = o$ wird.

Ein Beiſpiel möge die Anwendung dieſer Formeln zeigen. Iſt $G_1 = 1900$ Pfund, $G_2 = 1300$ Pfund, $P = 50000$ Pfund, $l_1 = 4$ Fuß, $l_2 = 30$ Fuß, $h = 6$ Fuß, $F_1 = 144$ Quadratzoll, $F_2 = 189$ □″, $E_1 = 17000000$, $E_2 = 2\,100000$, ſo folgt $H_1 = 612\,000000$ und $H_2 = 13\,300000$, alſo $a = 12{,}866$. Setzt man nun in die Gleichung

$$y = a(1 - \cos x) - (x - \sin x)$$
$$= 12{,}866(1 - \cos x) - x + \sin x$$

für x die Werthe $x = 4$, $x = 5$, $x = 6$ ein, ſo erhält man $y = 16{,}522$, $y = 3{,}2561$, $y = -5{,}768$, und wenn man dieſelben als Ordinaten zu obigen Abſciſſen aufträgt und die entſprechende Curve zieht, ſo ſieht man, daß dieſelbe die Abſciſſenare bei dem Werthe $x = 5{,}3$ durchſchneidet.

Der Werth von αT, welcher der Gleichung

$$12{,}866(1 - \cos \alpha T) - (\alpha T - \sin \alpha T) = o$$

genügt, iſt alſo $\alpha T = 5{,}3$ oder in Graden $303° 40'$. Setzt man denſelben in den Ausdruck für s ein, ſo ergiebt ſich das geſuchte Eindringen

$$s = 0{,}02831 \text{ Fuß},$$

und es dürfte alſo ein Pfahl, welcher unter dieſen Verhältniſſen eingerammt würde, bei der letzten Hitze von 10 Schlägen nur um 3,3972 Zoll eindringen, wenn er eine Laſt von 50000 Pfund tragen können ſoll.

Man bemerkt, daß der Werth von αT und folglich auch von s um ſo kleiner ausfällt, je kleiner der Werth von a iſt. Nun kann man für a annähernd ſetzen:

$$a_1 = \frac{G_1 + G_2}{G_2 (P - G_1 - G_2)} \sqrt{\frac{2h}{\left(\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}\right)\left(\frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2}\right)}} = \frac{1}{P - G_1 - G_2} \sqrt{\frac{2 G_1 h \left(1 + \frac{G_1}{G_2}\right)}{\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}}},$$

oder wenn man $G_1 = z G_2$, $P = r G_2$ einführt,

$$a_1 = \frac{1}{r - z - 1} \sqrt{\frac{2z(1+z)}{\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}} \cdot \frac{h}{G_2}},$$

es läßt ſich hieraus erkennen, daß die Werthe von a wie die Quadratwurzeln aus den Quotienten der Pfahlgewichte in die Fallhöhen und in einem ſtärkeren Verhältniß als die Quotienten aus den Pfahlgewichten in die Rammklotzgewichte wachſen. Nimmt man die Fallhöhe viermal ſo groß, ſo wird a doppelt ſo groß; iſt der Rammbär zweimal ſo ſchwer als der Pfahl, ſo wird a ungefähr 2,45 mal ſo groß. Leider ſind die angeführten Formeln ſo complicirt, daß ſich Weiteres über die Abhängigkeit der Größe s von den Verhältnißzahlen z und r kaum wird ableiten laſſen.

Deshalb hat auch Moſeley Näherungsformeln entwickelt, wobei er beide Körper unelaſtiſch annimmt und die Tiefe vernachläſſigt, um welche der Pfahl während des eigentlichen Zuſammenſtoßes eindringt, auch von der Arbeit, welche auf die Zuſammendrückung verwendet wird, abſieht.

Es resultiren dann die bekannten Formeln:

$$P = \frac{G_1^2}{G_1 + G_2}\frac{h}{s} \text{ und } s = \frac{G_1^2 h}{(G_1 + G_2)P},$$

wovon erstere angiebt, mit welcher Last man einen Pfahl, der beim letzten Schlage noch um s eingedrungen ist, belasten darf, letztere aber lehrt, um wieviel ein Pfahl, der die Last P tragen soll, beim letzten Schlage ziehen darf.

Setzt man hierin wieder $G_1 = zG_2$ und $P = rG_2$, so folgt $s = \frac{z^2 h}{r(z+1)}$. Eine Hitze von n Schlägen wird also den Effect $e = \frac{nz^2 h}{r(z+1)}$ bewirken, und hierbei hat die Last zG_2 n mal auf die Höhe h gehoben, also die Arbeit $nhzG_2$ verrichtet werden müssen. Diejenigen Verhältnisse, bei welchen mit dieser Arbeit der größte Effect erlangt wird, oder bei welchen zur Erreichung desselben Effectes die geringste Arbeit benöthigt ist, werden die günstigsten sein, und drückt man $nhzG_2$ als Function von e aus, indem man $\frac{r(z+1)}{z^2}.e$ für nh einsetzt und also die Arbeit $= re\left(\frac{z+1}{z}\right)G_2$ schreibt, so sieht man, daß dieselbe ein Minimum wird für $z = \infty$. Nach dieser Theorie erhält man also das sehr unwahrscheinliche Resultat, daß der günstigste Effect bei einem unendlich schweren Rammbär erlangt werde, oder daß es vortheilhaft sei, das Gewicht des Rammbäres so viel wie möglich zu steigern.

Dieselbe Theorie findet sich in der zweiten Auflage der Weisbach'schen Mechanik, Bd. I, §. 287 citirt, doch wird dieselbe in §. 288 dahin erweitert, daß der Fall der unvollkommenen Elasticität in Betracht gezogen und als specieller Fall auch das Verhalten bei unvollkommen elastischem Bär angeführt wird. Letztere Annahme führt auf den Werth

$$s = \left(\frac{2G_1}{G_1 + G_2}\right)^2 \frac{G_1 h}{P}$$

und in diesem Falle ergiebt sich als das vortheilhafteste Verhältniß der Werth $G_1 = G_2$, d. h. eine Ramme, bei welcher der Bär an Gewicht dem Pfahle gleich ist, verlangt die geringste bewegende Kraft. Man hat dann

$$s = \frac{G_1 h}{P}, \quad P = \frac{nG_1 h}{e}$$

und könnte hieraus abnehmen, daß bei gleichem Widerstande, d. h. in demselben Boden, ein Pfahl gleich gut ziehen müßte, sobald das Product aus der Fallhöhe in das Gewicht des Rammbäres dasselbe bliebe.

In der neuesten Auflage des letztgenannten Werkes sind die Formeln

$$s = \frac{G_1 h}{P} - \left(\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2}\right)\frac{P}{2} \text{ und}$$

$$P = \left(\frac{H_1 H_2}{H_1 + H_2}\right)\left[\sqrt{2\left(\frac{H_1 + H_2}{H_1 H_2}\right)G_1 h + s^2} - s\right]$$

gegeben, welche aus der Annahme des elastischen Stoßes abgeleitet sind und wofür man wegen der Kleinheit von $\frac{1}{H_1}$ gegen $\frac{1}{H_2}$ annähernd setzen kann:

$$s = \frac{G_1 h}{P} - \frac{P}{2H_2} \text{ und}$$

$$P = H_2\left(\sqrt{\frac{2G_1 h}{H_2} + s^2} - s\right),$$

oder wenn man noch den Poncelet'schen Näherungswerth des Radicals anwendet, wonach $\sqrt{a^2 + b^2} = 0{,}96a + 0{,}40b$ gesetzt werden kann

$$P = \left(0{,}4\sqrt{\frac{2G_1 h}{H_2}} - 0{,}04s\right)H_2,$$

$$s = 10\sqrt{\frac{2G_1 h}{H_2}} - 25\frac{P}{H_2}.$$

Diese Formeln zeigen, daß man bei einer Ramme mit leichtem Klotze, bei großem Widerstande und bei einem Pfahle mit geringer Härte, also geringem Querschnitt und Elasticitätsmodulus, aber großer Länge, so lange rammen muß, daß bei den letzten Schlägen nur noch ein viel geringeres Eindringen stattfindet, als bei einem schweren Rammbär gefordert zu werden braucht. Auch zeigt die Zusammensetzung der Formel s, welche ein von dem Product $G_1 h$ unabhängiges negatives Glied enthält, daß der Effect immer schlechter sein wird, je mehr Stöße gemacht werden müssen, daß man also $G_1 h$ möglichst groß machen muß.

Bedenkt man, daß nach Morin beim Stoße das Gußeisen als vollkommen elastisch, das Holz dagegen als unelastisch anzusehen ist, so kann man versuchen, auf dieser Voraussetzung eine Theorie des Vorganges beim Rammen aufzubauen. Es ergiebt sich nämlich (vergl. Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", Bd. I, §. 309) die Geschwindigkeit des Pfahles nach dem Stoße

$$v = \frac{G_1 c}{G_1 + G_2}\left(1 + \sqrt{\frac{H_2}{H_1 + H_2}}\right)$$

und da der Rammbär nach dem Stoße eine geringere Geschwindigkeit besitzt, so erfolgt das Eindringen des Pfahles wesentlich in Folge der Geschwindigkeit des Pfahles v. Dem Eindringen des Pfahles wirkt nämlich der Widerstand P (eigentlich $P - G_2$) entgegen, folglich ist seine Bewegung eine gleichförmig verzögerte Bewegung von der Acceleration $\frac{P}{G_2}g$ und man hat zur Bestimmung der Tiefe s die Gleichung $v = \sqrt{2\frac{P}{G_2}gs}$, oder wenn man obigen Werth von v einsetzt

$$\frac{v^2}{2g} - \left(\frac{G_1}{G_1+G_2}\right)^2\left(1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}\right)^2 \frac{c^2}{2g} - \frac{P}{G_2}s,$$

also

$$s = \frac{G_2 h}{P}\left(\frac{G_1}{G_1+G_2}\right)^2\left(1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}\right)^2.$$

Die Arbeit, welche der fallende Rammbär zu verrichten hat, besteht hauptsächlich in der Zusammendrückung der beiden Körper und in der Mittheilung der Geschwindigkeit v an den Pfahl; nennt man also die Zusammendrückung

$$\sigma = P\left(\frac{1}{H_1}+\frac{1}{H_2}\right)$$

(vgl. a. a. O., §. 307), so findet man die Arbeitsgleichung:

$$G_1\frac{c^2}{2g} = G_1 h = \frac{P\sigma}{2} + G_2\cdot\frac{v^2}{2g} = \frac{P\sigma}{2} + Ps$$

$$= \frac{P^2}{2}\left(\frac{1}{H_1}+\frac{1}{H_2}\right) + Ps,$$

woraus, wie oben, erhalten wird:

$$P = \left(\frac{H_1 H_2}{H_1+H_2}\right)\left[\sqrt{2\left(\frac{H_1+H_2}{H_1 H_2}\right)G_1 h + s^2} - s\right].$$

Die Formel für s führt wieder auf das Resultat, daß das günstigste Verhältniß zwischen den Gewichten des Rammbäres und Pfahles $G_1 = G_2$ ist, denn da bei jedem Schlage die Arbeit $G_1 h$ verrichtet werden muß, nach der Gleichung für s aber

$$h = \frac{Ps}{G_2}\left(\frac{G_1+G_2}{G_1}\right)^2\left(\frac{1}{1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}}\right)^2 \text{ also}$$

$$G_1 h = \frac{Ps}{\left(1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}\right)^2}\,\frac{(G_1+G_2)^2}{G_1 G_2}$$

gesetzt werden kann, so wird derjenige Werth von $\frac{G_1}{G_2}$ der günstigste sein, welcher den letzten Ausdruck zu einem Minimum macht und dies ist das Verhältniß $\frac{G_1}{G_2} = 1$. Hat man dieses Verhältniß angenommen, so bekommt man

$$s = \frac{1}{4}\left(1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}\right)^2 \frac{G_1 h}{P}.$$

In Folge der vorstehend erörterten verschiedenen Auffassungsweisen hat man also hauptsächlich drei verschiedene Formeln für die Tiefe des Eindringens beim letzten Schlage zu unterscheiden, nämlich:

1. bei der Annahme des unelastischen Stoßes

$$s = \frac{G_1^2}{G_1+G_2}\cdot\frac{h}{P}, \text{ was für}$$

$\frac{G_1}{G_2} = \infty$ den Maximalwerth

$s = G_1\frac{h}{P}$ giebt,

2. bei der Annahme des elastischen Stoßes

$$s = \left(\frac{2G_1}{G_1+G_2}\right)^2\frac{G_2 h}{P}, \text{ was für}$$

$\frac{G_1}{G_2} = 1$ denselben Werth

$s = G_1\frac{h}{P}$ giebt,

3. bei der Annahme eines elastischen Rammbäres und unelastischen Pfahles

$$s = \left(\frac{G_1}{G_1+G_2}\right)^2\left(1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}\right)^2\frac{G_2 h}{P},$$

was für $\frac{G_1}{G_2}$ den Werth

$$s = \frac{1}{4}\left(1+\sqrt{\frac{H_2}{H_1+H_2}}\right)^2\frac{G_1 h}{P}$$

oder da bei gleichem Querschnitte die Pfahllänge ungefähr 14 mal so groß als die Länge des Rammbäres, der Elasticitätsmodulus des Letzteren aber 8 mal so groß als derjenige des Pfahles ist,

$$s = 0{,}3\cdot\frac{G_1 h}{P} \text{ giebt.}$$

Hiervon scheint die letzte Formel die meiste Sicherheit zu gewähren, auch ist ihre Uebereinstimmung mit der empirischen Formel von Oberst Sanders hervorzuheben, und man würde daraus die Vorschrift ziehen:

Wird ein Pfahl, welcher die Last P tragen soll, durch einen Rammbär von mindestens gleichem Gewicht mit dem Pfahle eingeschlagen, so darf er bei dem letzten Schlage nur noch um die Tiefe

$$s = 0{,}3\frac{G_1 h}{P} \text{ eindringen.}$$

Jedenfalls erkennt man auch, daß es im Allgemeinen nicht genügt $s = G_1\frac{h}{P}$ zu setzen, wenn G_1 und G_2 sehr verschieden sind.

Was den Widerstand des Bodens anlangt, so ist derselbe bei den vorstehenden Erörterungen als constant angesehen worden, nämlich für die kurze Dauer des letzten Schlages. Im Allgemeinen muß man aber wohl diesen Widerstand als eine Function des mit dem Quadrat der Tiefe wachsenden Erddruckes ansehen. Denn der Pfahl erfährt den horizontalen Druck eines Erdconus, welcher von seiner Spitze bis zur Bodenoberfläche reicht, und dessen halber Winkel an der Spitze die Hälfte von demjenigen Winkel ist, welchen der natürliche Abhang der Erdmasse mit der Pfahlaxe bilden würde. Dieser horizontale Druck erzeugt aber eine Reibung, welche wohl den größten Theil des Bodenwiderstandes ausmacht. Einen anderen Theil des Bodenwiderstandes bildet die Kraft, welche erforderlich ist, damit der Pfahl mit seiner pyramidalen Spitze die Erdmasse zur Seite schieben könne, und auch dieser Widerstand ver-

hält sich genau so wie der Erddruck. Der dritte Theil des Bodenwiderstandes ist endlich die Kraft, welche zur Ueberwindung der Cohäsion erforderlich ist; dieselbe dürfte aber so gering sein, daß sie gegen die vorerwähnten Widerstände vernachlässigt werden kann. Setzt man also diesen Widerstand proportional dem Quadrat der Tiefe, so findet sich die Arbeit, welche erforderlich ist, um einen Pfahl auf die Tiefe t einzutreiben $\int_0^t at^2 dt = a\frac{t^3}{3}$, d. h. sie ist dem Cubus der Tiefe proportional.

Verlassen wir jetzt das Gebiet der Theorie und werfen wir noch einen Blick auf einen werthvollen Aufsatz über diesen Gegenstand, den die früheren Bände dieser Zeitschrift enthalten, nämlich auf Herrn J. W. Lahmeyer's „Beiträge zu einer auf Versuche gegründeten Rammtheorie", im 2. Bande des „Ingenieur", S. 257.

Es sind hier Mittelresultate aus sehr zahlreichen, beim Bau der Emdener Seeschleuße gemachten Versuchen unter verschiedenen Gesichtspunkten tabellarisch geordnet und verglichen, und wir glauben diesen Aufsatz nicht passender abschließen zu können, als mit einer Uebersicht der daraus abgeleiteten Folgerungen.

Die erste Tabelle, welche die Angaben über das Eindringen der Pfähle nach einer bestimmten Zahl von Schlägen enthält, mag uns dazu dienen, zu prüfen, ob die soeben ausgesprochene Ansicht, daß die Arbeit des Widerstandes mit der 3. Potenz der Tiefe wachse, sich bewähre. Denn da die aufgewendete Arbeit bei jedem Versuche durch die Zahl der Schläge gemessen wird, so müßte die Tiefe des Eindringens der Cubikwurzel aus der Zahl der Schläge proportional sein. Nun findet man z. B. unter Nr. 1, wo die Ergebnisse von 73 Versuchen mit einer Zugramme aufgeführt sind, durch graphische Interpolation, daß

nach	64	125	216	343	512	729 Schlägen
der Pfahl um	37,0	57,5	80,0	103,0	123,8	143,4 Zolle

eingedrungen war. Trägt man diese Tiefen als Ordinaten und die Cubikwurzeln 4, 5, 6 u. s. w. aus der Zahl der Schläge als Abscissen an, so liegen die Endpunkte der Ordinaten fast genau in einer geraden Linie, für welche man haben würde:

Abscissen	4	5	6	7	8	9
Ordinaten	36,6	58,4	80,0	101,6	123,4	144,2.

In diesem Beispiele scheint also obiges Gesetz nachgewiesen. Unter den Versuchen mit der Kunstramme greifen wir Nr. 23 heraus, weil hier Mittelresultate aus 28 Versuchen mit eben so großen Pfählen aufgeführt sind. Man findet auf dieselbe Weise Folgendes:

Zahl der Schläge	64	125	216	343	512	729
Eindringen	34,5	55,6	78,8	101,8	125,0	146,8

und die gerade Linie, welche sich ergiebt, wenn man die Cubikwurzeln der Schlägezahlen zu Abscissen nimmt, hat für

die Abscissen	4	5	6	7	8	9
die Ordinaten	32,5	55,5	78,8	101,8	124,8	147,5.

Im ersten Falle entspricht also die Tiefe des Eindringens dem Gesetze $t = -50 + 21{,}6\sqrt{n}$, wenn n die Zahl der Schläge bedeutet und die Tiefen in rheinischen Zollen angegeben werden; im zweiten Falle hat man das Gesetz $t = -59{,}3 + 23\sqrt{n}$. Das negative Glied dieser Formeln dürfte vielleicht als diejenige Tiefe anzusehen sein, um welche der Pfahl bereits eingesenkt war, ehe das Rammen begann.

So unvollkommen vorstehende Berechnungsweise ist, so dürfte sie doch beweisen, daß die aufgestellte Hypothese über das Gesetz des Bodenwiderstandes nicht ganz unbegründet ist. Erwähnenswerth ist auch noch der Umstand, daß bei den beiden Versuchen Nr. 1 und 23, bei welchen in Bezug auf die Tiefe des Eindringens nur eine sehr geringe Differenz zu bemerken ist, auch die Producte $G_1 h$ aus dem Gewichte des Rammbäres m der Fallhöhe nahezu gleich sind, indem bei dem ersteren $G_1 = 580$ Pfund und $h = 3\frac{1}{2}$ Fuß, also $G_1 h = 2030$, bei dem Versuche Nr. 23 aber $G_1 = 1150$ Pfund und $h = 2$ Fuß, also $G_1 h = 2300$ Fußpfund ist.

Die zweite Tabelle des citirten Aufsatzes ist nur eine Umschreibung der ersten, indem hier die Anzahl Schläge aufgeführt wird, durch welche ein Pfahl bis zu einer bestimmten Tiefe eingetrieben wurde.

Die dritte Tabelle soll die Vergleichung hinsichtlich der Kosten ermöglichen, indem hier mit in Betracht gezogen wird, daß bei höherem Hube auch ein größerer Zeitverlust eintritt. Leider ist dabei von der Zeit, die zum Aufwinden des Rammbäres erforderlich ist, abgesehen, und diese Auslassung nur dadurch ausgeglichen, daß dafür die tägliche Leistung eines Mannes an der Ramme eingeführt ist.

Ist nämlich n die Anzahl Schläge, durch welche ein Pfahl um die Tiefe t eingetrieben wird, so drückt $\frac{G_1 hn}{t}$ die Arbeit aus, welche verrichtet werden muß, um einen Pfahl um die Einheit einzustoßen, und ist A die tägliche Leistung eines Menschen, so giebt $\frac{G_1 hn}{At}$ an, der wievielste Theil dieser Leistung zu obiger Arbeit erforderlich ist.

Diese Quotienten, oder richtiger das Tausendfache davon, sind in Tabelle III aufgeführt, und hierbei ist für die Zugramme $A = 400000$, für die Kunstramme $A = 800000$ Fußpfund angenommen.

Man ersieht aus derselben, daß

1. das Rammen um so kostspieliger wird, je fester der Boden ist und
2. je tiefer der Pfahl bereits eingeschlagen ist,

3. daß die Zugrammen ungefähr dreimal so kostspielig als die Kunstrammen sind,

4. daß bei der Zugramme, wie bei der Kunstramme ein um so günstigerer Effect erzielt wird, je weniger verschieden das Gewicht des Rammbäres von demjenigen des Pfahles ist,

5. daß die Vermehrung der Hubhöhe bei schwerem Boden (d. h. solchem, welcher ein schwereres Eindringen verursacht) unvortheilhaft, bei leichterem Boden zwar weniger nachtheilig, aber auch keineswegs besonders vortheilhaft ist,

6. daß daher der Hauptvortheil der Kunstramme weniger in der Möglichkeit der Anwendung größerer Hubhöhen, als vielmehr in der vortheilhafteren Verwendung der Menschenkraft begründet ist.

Eine vierte Tabelle soll endlich dazu dienen, eine Formel aufzusuchen, welche den Widerstand des Bodens darstelle. Herr Lahmeyer verwirft die Formeln

$$\left(\frac{G_1}{G_1+G_2}\right)^2 \frac{nh}{t^2},$$

$$\frac{G_1 G_2}{(G_1+G_2)^2} \frac{nh}{t^2},$$

$$\frac{G_1^2 G_2}{(G_1+G_2)^2} \frac{nh}{t^2}$$

und findet, daß die Formel

$$\frac{G_1^{\frac{3}{2}} G_2}{(G_1+G_2)^2} \frac{nh}{t^2}$$

sich seinen Versuchen am besten anschließt. Bei der Vergleichung dieser Formeln mit den oben angeführten Formeln erkennt man, daß Herr Lahmeyer unter dem Widerstand des Bodens eine andere Größe versteht, als die oben mit P bezeichnete, nämlich den Coefficienten $\frac{P}{t}$. Tabelle IV zeigt nicht die vollständigste Uebereinstimmung, doch muß man sich bei diesem schwierigen Gegenstande wohl schon mit einer minder vollkommenen Uebereinstimmung begnügen. Entschieden ist ein Zunehmen der Werthe mit wachsender erster Fallhöhe wahrzunehmen und zwar in der Art, daß durch Division mit $\sqrt{h}$ constante Werthe erhalten werden. Der Widerstand wäre sonach der Quadratwurzel aus der Fallhöhe proportional, wie dies auch die neueste Weisbach'sche Formel angiebt, und im günstigsten Falle, wo $G_1 = G_2$ ist, wäre der Widerstand auch der Quadratwurzel aus dem Gewichte des Rammbäres proportional, wie dies wiederum aus der Weisbach'schen Formel abzuleiten ist, wenn man dieselbe mit Vernachlässigung der kleinen Größen s einfacher schreibt

$$P = \frac{H_1 H_2}{H_1 + H_2} \sqrt{2 . \frac{H_1 + H_2}{H_1 H_2} G_1 h} = \sqrt{\frac{2 H_1 H_2}{H_1 + H_2} G_1 h},$$

was bei schweren Rammbären, großer Fallhöhe und sehr fest einzurammenden Pfählen zulässig sein dürfte.

Obwohl vorstehende Abhandlung den besprochenen Gegenstand keineswegs zum Abschlusse bringt, so glaubt der Verfasser doch, damit an die Oeffentlichkeit treten zu dürfen, weil er der Ueberzeugung ist, daß in derartigen zweifelhaften Fragen nur durch vielseitige Besprechung derselben klarere Einsicht erlangt werden kann und weil er sich der Hoffnung hingiebt, daß hierdurch von Neuem auf die Wichtigkeit guter Beobachtungen aufmerksam gemacht werden werde. Daß man sich überhaupt neuerdings wieder mit dieser Frage beschäftigt, beweist auch eine kurze Notiz im Aprilheft des „Civil-Engineer", wo über eine neue von Michael Scott in London und Andrew Robertson in Blyth erfundene Rammmaschine berichtet wird, welche den theoretisch gefundenen Vorzug der Anwendung eines möglichst schweren Rammbäres bei möglichst großer Fallhöhe vor leichten Rammbären und geringen Fallhöhen realisiren soll. Die neue Rammmaschine besitzt einen Klotz von 1½ Tonnen Gewicht, dessen Fallhöhe mit der Tiefe des Eindringens des Pfahles bis zu 14 Fuß vermehrt werden kann. Zwei Rammbäre werden durch eine transportable Maschine zwischen Leitungen, denen man eine beliebig schräge Stellung zu geben vermag, aufgewunden, und die Maschine ruht sammt den Leitungen auf einer Bühne, welche auf einer Eisenbahn verschoben werden kann. Die Aufwindevorrichtung ist so construirt, daß die Rammklötze abwechselnd gehoben werden, was durch eine Auslösung ohne Umsteuern oder Anhalten der Maschine bewirkt wird, sodaß die Maschine continuirlich arbeitet. Diese Maschine, welche jetzt beim Baue eines Kaies an dem Flusse Blyth in Northumberland angewendet wird, hat sich sehr vortheilhaft bewiesen, und namentlich hat man trotz der bedeutenden Fallhöhe keine größere Beschädigung der Pfähle wahrgenommen, was sich dadurch erklärt, daß im Ganzen weniger Schläge zum Eintreiben eines Pfahles nothwendig werden, als bei anderen Rammen.

Ueber das neue Dampfmaschinensystem von Séguin aîné in Paris.

Seit einiger Zeit beschäftigen sich die französischen Journale (Armengaud's Génie Industrielle u. s. w.) lebhaft mit einem neuen Dampfmaschinensystem, welches dem Erfinder, Herrn Séguin sen. in Paris, unter dem 12 December 1854 patentirt worden ist und darauf abzielt, diejenige Wärmemenge zu ersparen, welche bei der gewöhnlichen Dampfmaschine dadurch verloren geht, daß die Wasserdämpfe nach Vollendung ihrer Arbeit noch in dampfförmigem Zustande in die Luft austreten. In der That geht bei der gewöhnlichen Dampfmaschine diejenige Wärmemenge verloren, welche erforderlich ist, um das Wasser in Dämpfe zu verwandeln und eine Maschine, bei welcher dem gebrauchten Dampfe durch Mittheilung von Wärme seine ursprüngliche Expansivkraft wiedergegeben werden könnte, würde eine ansehnliche Ersparniß an Brennmaterial realisiren, weil hierzu eine weit geringere Wärmemenge erforderlich ist, als zur Bildung neuen Dampfes.

Auf diesem Princip beruht das Séguin'sche Dampfmaschinensystem, bei welchem nicht gesättigter, sondern überhitzter Dampf zur Speisung der Cylinder verwendet, und nach jedem Spiele der gebrauchte Dampf durch neue Erwärmung auf seine ursprüngliche Expansivkraft zurückgeführt und von Neuem als Motor benutzt wird.

Denken wir uns, um einen Begriff von der Einrichtung dieser Maschine zu erlangen, eine liegende Dampfmaschine mit zwei einfach wirkenden, an derselben Schwungradwelle arbeitenden Cylindern. Die Dampfkolben sind mit hohlen und mit einem schlechtleitenden Körper (z. B. Kohle) gefüllten Aufsätzen versehen, und vor den Cylindern liegt ein Röhrenapparat zur Erhitzung der Dämpfe. Durch einen von der Maschine bewegten Schieber ist die Einrichtung getroffen, daß der in einem gewöhnlichen Dampfkessel erzeugte gesättigte Wasserdampf nach Durchströmung des Röhrenapparates, wobei er bis auf 8 Atmosphären Spannung erhitzt wird, beim positiven Hube hinter den Dampfkolben tritt und diesen vorwärts treibt, beim negativen Hube aber (wo also der Dampfkolben des anderen Cylinders arbeitet) wieder in den Röhrenapparat bei dessen vorderem Ende ausströmt, um sich daselbst wieder zu erhitzen und zum neuen Spiele vorzubereiten. Denken wir uns nun die Dampfcylinder mit einer Flüssigkeit umgeben, deren Temperatur so bemessen ist, daß eine geeignete Abkühlung der Dämpfe eintritt, während sie arbeiten, so haben wir die Idee von der ersten von Séguin zu seinen Versuchen erbauten Maschine.

Lassen wir nun den Erfinder selbst von seinen Versuchen und Erfahrnngen Rechenschaft ablegen, indem wir den von ihm bei der Akademie der Wissenschaften eingereichten Bericht in der Hauptsache wiedergeben:

Ich habe die Ehre gehabt, der Akademie unter dem 3. Januar 1855 über ein Project Mittheilung zu machen, welches ich für eine Dampfmaschine nach einem neuen Principe entworfen hatte, indem ich die Wärme und Bewegung als Kundgebungen einer und derselben Ursache unter verschiedenen Formen ansah und die Möglichkeit voraussah, zur Erzeugung einer Bewegung nur diejenige Wärmemenge aufzuwenden, welche der erzielten Arbeit genau entspricht.

Man bedient sich bekanntlich bei den Dampfmaschinen des gesättigten Wasserdampfes, welchen man dann in die Luft ausströmen oder condensiren läßt, wobei die ganze Wärme verloren geht, welche zur Umwandlung des Wassers in Dampf aufgewendet worden ist. Da uun diese Wärmemenge in Vergleich zu derjenigen, welche zu weiterer Erhöhung der Temperatur des Dampfes, also zur Steigerung seiner Expansivkraft erforderlich ist, sehr bedeutend ist, so folgt, daß, wenn man eine Maschine construiren könnte, in welcher derselbe Dampf immer wieder benutzt und ihm nur diejenige Wärme immer wieder mitgetheilt würde, welche durch die verrichtete Arbeit aufgezehrt worden ist, daß man dann einen enormen Wärmeverlust vermeiden und genau nur so viel Wärme und Brennmaterial brauchen würde, als der geleisteten Arbeit gleich kommt.

So unvollkommen meine Versuche über die zur Erhitzung des Dampfes beim Contact an heißen Flächen erforderliche Zeit waren, so hatten sie mich doch gelehrt, daß dieselbe sehr schnell vor sich gehe. Da man jedoch den Gasen allgemein eine sehr schlechte Wärmeleitungsfähigkeit zuschreibt, so hielt ich es für nöthig, zur Erhitzung der Dämpfe zwei Heizrohre anzuwenden, in der Art, daß wenn der Dampf in dem einen sich erhitzt und dann seine Arbeit gethan hätte, er sodann in das zweite Heizrohr ausströmen und dort wieder Wärme aufnehmen sollte. Ehe ich jedoch die ganze Maschine ausführen ließ, ließ ich zu vorläufigen Versuchen erst einen Heizapparat anfertigen, welcher aus zwei schmiedeeisernen Röhren von 3 Meter Länge, 8 Centimeter lichter Weite und 1 Centimeter Wanddicke bestand, welche an dem einen Ende knieförmig verbunden und in eine 6 Centimeter starke gußeiserne Schale eingeschlossen waren.

Nachdem dieses schwierige Stück in den Ateliers von Herrn Farcot nach manchem verunglückten Versuch endlich hergestellt worden war, konnte ich am 15. December 1855

mit einer ausführlichen Versuchsreihe beginnen. Der Apparat, welcher 1800 Kilogramme wog, wurde nach Art der Gasretorten eingemauert, indem der Feuerraum mit einem Ziegelgewölbe überspannt war, in welchem Oeffnungen angebracht waren, um die Flamme hindurchschlagen und den Apparat umspühlen zu lassen. Der Ofen stand in der Nähe eines auf 10 Atmosphären Spannung geprüften Dampfkessels. Auf der oberen Seite des Apparates waren in das Metall Löcher von 2 Centimeter Durchmesser und Tiefe eingedreht, welche Zinn-, Blei- und Zinkstückchen aufnahmen, um nach dem Schmelzen dieser Metalle wenigstens annäherungsweise die Temperatur dieses, am wenigsten erhitzten Theiles des Apparates abschätzen zu können. Vor den Löchern waren im Ofen Oeffnungen mit Versatzziegeln angebracht. Um die Spannung der Dämpfe an verschiedenen Punkten des Apparates ablesen zu können, war der Dampfkessel mit einem Bourdon'schen Manometer und der Heizapparat mit einem ähnlichen und genau justirten Manometer versehen worden.

Man bestimmte die Verdampfungsfähigkeit des Kessels durch einen mehrstündigen Versuch bei wohlgenährtem Feuer und constantem Wasserniveau im Kessel, und fand im Mittel 100 Kilogramme pro Stunde, was einer Dampfproduction von 170000 Litern unter der atmosphärischen Pressung entspricht.

Die Versuche wurden meist bei einer Temperatur vorgenommen, bei welcher die Metalle eingeschmolzen und der untere Theil des Apparates dunkel rothglühend geworden war, eine Temperatur, die ich auf 800 Grad schätze. Um die Widerstandsfähigkeit des Guß- und Schmiedeeisens bei dieser Temperatur zu ermitteln, wurde mit einem gußeisernen Stabe von 9 Millimeter im Quadrat, also von 81 Quadratmillimeter Querschnitt ein Zerreißungsversuch in folgender Weise vorgenommen. Der Stab wurde in einem Schmiedefeuer so befestigt, daß das eine Ende festgehalten, das Mittel dem heftigsten Feuer ausgesetzt und das andere Ende durch einen Winkelhebel mit einer Zugkraft von 93,8 Kilogrammen oder 1,16 Kilogrammen pro Quadratmillimeter angespannt war. Man gab dann langsam Hitze bei Holzkohlen bis der Stab riß, worauf er rasch heraus gezogen und kirschroth bis hellroth glühend befunden wurde, was einer Temperatur von 800 bis 1000 Grad entsprechen dürfte. Bei einem ähnlichen Versuche mit einem 5 Millimeter starken Eisendrahte erfolgte bei gleicher Temperatur der Bruch unter einer Belastung von 2,1 Kilogrammen pro Quadratmillimeter. Sind auch diese und die folgenden Experimente nicht mit derjenigen Genauigkeit angestellt, wie sie bei wissenschaftlichen Fragen erforderlich ist, so haben wir uns doch bei der großen Zahl zu erörternder Gegenstände und bei unserer beschränkten Zeit auf solche Näherungsresultate beschränken müssen, welche genügende Sicherheit innerhalb der Grenzen unserer Versuche versprechen. Da nun der Heizapparat an den schwächsten Stellen mit einem 6 Centimeter starken gußeisernen Mantel umgeben war, also inclusive der eigenen Blechstärke 7 Centimeter Wandstärke besaß, und da die Spannung nicht über 10 Atmosphären getrieben werden sollte, so gewährte der Apparat die vollständigste Sicherheit, wenn man auch nur 1 Kilogramm Druck pro Quadratmillimeter zulassen will.

Man fing nun an den Apparat anzuheizen, und nach 48 Stunden waren die Probemetalle geschmolzen. Es wurden nun 50, dann 100, 150, endlich sogar 300 Gramme Wasser eingelassen, um die Dichtheit des Apparates zu prüfen und eine die Dichtheit desselben befördernde Rosthaut darin zu erzeugen, und nachdem sich alle Theile bei 10 Atmosphären Druck dicht gezeigt hatten, schritt man zum Einlassen von Dämpfen.

Da der Dampfkessel stündlich 170000 Liter oder 47 Liter Dampf pro Secunde liefern und der Heizapparat 30 Liter aufnehmen konnte, so hielt sich der Dampf nur $\frac{30}{47} = 0{,}63$ Secunden darin auf. Man beobachtete bei einem Versuche am 10. December 1855 die Temperatur des Dampfes an dem Thermometer auf dem kupfernen Verbindungsrohre zwischen dem Kessel und dem Apparate zu 87 Grad, die Spannung der Dämpfe im Kessel zu $1\frac{1}{2}$ Atmosphären, die Spannung der Dämpfe im Apparate zu 1 Atmosphäre und die Temperatur beim Austritt aus dem Apparate zu 221 Grad. Es geht hieraus hervor, daß die Thermometer, ob sie gleich in wohlverwahrten halbrunden Bechern an dem Rohre festgemacht waren, die Temperatur des Dampfes nicht richtig anzeigten, denn der Spannung von $1\frac{1}{2}$ Atmosphären entspricht eine Temperatur von 110 Graden, und man suchte daher die Temperatur des austretenden überhitzten Dampfes dadurch genauer zu bestimmen, daß man in kleinen an der Oberfläche des Rohres angebrachten Vertiefungen Zinn-, Blei- und Zinkstückchen unter einer Decke von Colophonium niederlegte, woraus sich auch erkennen ließ, daß diese Temperatur über 230 Grad betrug, ja sogar 334 Grad erreichte, weil das aus Zink gefertigte Austrittsrohr einmal wegschmolz. Im austretenden Dampfe schmolz Zinn wie lange dünne Eissplitter in der Nähe eines starken Feuers; das Metall löste sich in ganz dünnen Häutchen ab und wurde vom Dampfe mit fortgerissen, jedoch geschah dies nur auf der Seite, welche dem Strome ausgesetzt war. Von der Mündung weg nahm die Temperatur bis zu 8 Meter Entfernung, wo sie noch 100 Grad betrug, regelmäßig ab.

Bei höheren Spannungen von 2, 3, 4, 5, 6 Atmosphären erhält man ungefähr dieselben Resultate. Wenn die Dämpfe längere Zeit, 1, 2, 3 Secunden, im Heizapparate verweilten, so nahmen sie dennoch keine höhere Temperatur an, was

bewies, daß die Zeit von $^2/_3$ Secunden völlig hinreicht, um Dämpfen durch die Berührung mit glühenden Flächen so viel Wärme mitzutheilen, als sie aufzunehmen im Stande sind.

Hatte man auf diese Weise eine obere Grenze für die Zeit, welche zur Erhitzung der Dämpfe nöthig ist, erhalten, so schien es auch nöthig, eine untere Grenze für diese Zeitdauer aufzusuchen, und zu diesem Zwecke wurde ein anderer Heizapparat erbaut, welcher ebenfalls aus zwei schmiedeeisernen, communicirenden und in einen gußeisernen Mantel eingeschlossenen Röhren bestand, aber bei 27 Millimeter Rohrdurchmesser und 0,96 Meter Länge nur einen Fassungsraum von einem halben Liter besaß. Man bestimmte die Dampfmenge, welche ihn durchströmen sollte, durch eine dreistündige gelinde Feuerung unter dem Dampfkessel, wobei 45 Kilogramme Wasser verdampft wurden, sodaß die Dampfproduction 7 Liter pro Secunde betrug. Der Heizapparat wurde am unteren Theile dunkel rothglühend erhitzt und nachdem die drei Probemetalle am oberen Ende eingeschmolzen waren, ließ man die Dämpfe eintreten. Da der austretende Dampf nur die Zinnkörner zum Schmelzen brachte, so konnte man ihm eine Wärme von 230 Graden beimessen, und da er nur $\frac{0,5}{7} = 0,071$ Secunde im Heizapparate verweilte, so kann man schließen, daß zur Erhitzung der Dämpfe eine Zeitdauer von 0,07 bis 0,63 Sec. erforderlich ist.

Aus Allem ging hervor, daß die Anwendung mehrerer Heizapparate nicht nur völlig unnöthig sei, sondern daß die rasche Erhitzung der Dämpfe sogar manche unvorhergesehene Schwierigkeiten und Hinderniſse verursachen möchte. Wir hatten uns daher nunmehr mit den Mitteln zu beschäftigen, wie dem Dampfe schnell seine Wärme zu nehmen oder wie er in den Zustand des gesättigten Dampfes zurückzuführen sei, wo sein Volumen und seine Expansion nur halb so groß sein sollte, als im überhitzten Zustande.

Diese Condensation hätte während des negativen Hubes, welcher ungefähr eine Secunde Zeit dauerte, vollzogen werden müssen, eine Zeitdauer, innerhalb welcher der Dampf Zeit hatte, sich mehr als einmal zu überhitzen und abzukühlen, wenn er im Heizapparate nicht eine viel höhere Wärme angenommen hatte, als nöthig war. Wegen der geringen verbrauchten Wärmemenge war es unwesentlich, den Heizapparat deshalb abzuändern, aber die Art und Weise der Abkühlung verdiente die höchste Aufmerksamkeit. Sollte man bei jedem Spiele eine kleine Menge Wasser einspritzen, welches durch die Wärme der Dämpfe in Dampf verwandelt und dann zum Ersatz etwaiger Dampfverluste verwendet werden konnte, was am einfachsten und für den Effect, Gang und die Behandlung der Maschine am günstigsten zu sein schien? Oder sollte man nach Watt's Vorgange während des negativen Hubes eine Communication zwischen dem Cylinder und einem mit Wasser umgebenen und mit der Einspritzvorrichtung versehenen Condensator herstellen, um die Dämpfe darin in den Zustand gesättigter Dämpfe zurückzuführen? Diese Fragen erschienen wichtig genug, um sie der experimentellen Prüfung zu unterwerfen.

Um den vorhandenen Apparat zu benutzen, führten wir in den oberen Schenkel des Heizapparates ein 5 Millimeter weites Kupferohr mit Brause ein, dessen anderes Ende mit einer Injectionspumpe von 3 Centimeter Kolbendurchmesser in Verbindung stand, um in einem passenden Momente durch einen kräftigen Druck Wasser in die Heizröhren spritzen zn können. Die eintretenden Dämpfe hatten 5 Atmosphären Spannung, wie sich am Manometer des Heizapparates ablesen ließ und wenn die Communication mit dem Kessel unterbrochen worden war, wurde Wasser eingespritzt, was aber kein merkliches Sinken des Manometers bewirkte. Wir glaubten, daß das Einspritzwasser vielleicht zu schnell die rothglühenden Wände des Heizapparates erreiche und sich daher schneller in Dampf verwandle, als daß es die Wärme des überhitzten Dampfes aufnehme und wechselten daher für die Brause eine durch die ganze Röhre frei hindurchgehende Rinne aus dünnem Kupferblech ein, in welche sich das Injectionswasser ergoß, allein beim Versuch zeigte sich, daß zwar im Momente des Einspritzens am Manometer ein ganz leichtes Sinken eintrat, daß es aber hierauf nur höher stieg, als vorher. Da möglicher Weise die Rinne vorher selbst eine sehr hohe Temperatur angenommen und dadurch eine Verdampfung des Wassers herbeigeführt haben konnte, so machten wir den Versuch, ob unter Verhältnissen, wo Nichts der Art einwirken konnte, dieselbe Erscheinung eintrete. Es wurde eine Gasretorte von 25 Centimeter Durchmesser und 1,4 Meter Länge in verticaler Stellung in einen Ofen eingemauert, am Boden eine Schale von sehr dünnem Kupferblech aufgestellt und am oberen Ende eine Einspritzvorrichtung angebracht, übrigens aber jede Vorsichtsmaßregel gegen das Zerspringen getroffen. Nachdem der Apparat rothglühend geworden war, wurden Dämpfe von 5 Atmosphären Spannung eingeleitet, der Dampfhahn geschlossen und Wasser eingespritzt, aber ebenfalls ohne Erfolg, obgleich man die Spannung der Dämpfe, die Temperatur des Apparates, die Einspritzwassermenge und die Art der Einspritzung mehrfach abänderte. Es schien also unmöglich, auf diesem Wege den vorgesteckten Zweck zu erreichen und man mußte zu einer Condensation nach Art der Watt'schen Maschinen schreiten.

Wir stellten daher möglichst nahe neben dem Heizapparate einen Condensator auf, welcher mittelst eines Hahnes mit weiter Bohrung damit communicirte und aus einem gußeisernen 18 Centimeter weiten und hohen und 5 Centimeter dicken Cylinder bestand. Er faßte etwas über

4 Liter und ſtand in einem mit Waſſer gefüllten Kühlgefäß von 6 Liter Inhalt. Sobald der Dampf eingetreten war, wurde der Dampfhahn geſchloſſen und der Condenſatorhahn geöffnet, wodurch ſogleich ein beträchtliches und andauerndes Sinken des Manometers am Heizapparate hervorgerufen wurde. Das Kühlwaſſer erhitzte ſich andererſeits immer mehr, je öfter der Verſuch wiederholt wurde, und nahm zuletzt 100 Grad Wärme an; jedoch ſtand die Verminderung der Condenſation nicht im Verhältniß der Temperaturzunahme des Kühlwaſſers, vielmehr erfolgte dieſelbe mit ſolcher Schnelligkeit, daß eine Art Decrepitiren und ein Geräuſch eintrat, wie wenn glühendes Eiſen in Waſſer abgelöſcht wird, und das Waſſer wurde in Folge der ſtarken Dampfbildung immer höher und höher hinaufgeſchleudert. Man wiederholte dieſe Verſuche, auf deren Gelingen allerdings der ganze Erfolg des Syſtemes beruht, ſehr vielfach, bald mit Waſſerzutritt, bald mit verſchiedener Temperatur des Kühlwaſſers, oder des Heizapparates und der Dämpfe und dergleichen und erhielt natürlich ſehr verſchiedene Reſultate. Als Mittelwerth von 20 am 4. Februar angeſtellten Verſuchen ergab ſich bei niedrigerem Drucke eine Abnahme der Spannung um 2,7 bis 3 Atmoſphären und bei höherem Drucke ein Sinken von 6 auf 4 Atmoſphären. Am 11. und 12. März beobachteten wir bei 60 Verſuchen im Mittel die Abnahme von 5 auf $3\frac{1}{2}$ Atmoſphären und von 9 auf 5 Atmoſphären.

Ein anderer Condenſator, beſtehend aus einem 1,6 Meter langen, 4,2 Centimeter weiten, plattgedrückten Kupferrohre von 2 Liter Inhalt, welches in einem Kühlgefäße von 10 Liter Inhalt ſtand, gab nicht weſentlich verſchiedene Reſultate, ebenſo wenig zeigten ſich bei beiden Condenſatoren große Unterſchiede, jenachdem man die Kühlgefäße leer ließ oder mit Waſſer füllte, immer aber erfolgte die Condenſation um ſo vollſtändiger, raſcher und regelmäßiger, je höher geſpannt die Dämpfe waren, woraus folgt, daß hochgeſpannte Dämpfe und weite Communicationsrohre vortheilhaft ſeien.

Ueberhaupt ergaben dieſe Verſuche, daß es möglich war, ſich des Dampfes in dieſer Weiſe zu bedienen, indem man ihn alternirend in den Zuſtand der Ueberhitzung und Condenſation treten ließ. Die Möglichkeit einen Heizapparat zu erſparen, vereinfachte die projectirte Maſchine, weil nun der Schieberapparat ausfiel, durch welchen die Dämpfe abwechſelnd in den einen oder anderen Apparat gewieſen werden ſollten, und das Problem ſchien ſeiner Löſung näher als je, aber dennoch waren, wie bei jeder neuen Erfindung, noch große Hinderniſſe zu beſiegen, und erſt nach vielem Probiren war eine ſolche Conſtruction der Maſchine gefunden, daß die Reſultate dem entſprachen, was ich beabſichtigte.

Dieſe neue Maſchine beſitzt einen hohlen gußeiſernen Kolben von 1,5 Meter Länge und 40 Centimeter Durchmeſſer, deſſen Kolbenſtange mittelſt einer Lenkerſtange auf die Kurbel einer 10 Centimeter ſtarken Schwungradwelle mit einem 3000 Kilogramme ſchweren Schwungrade wirkt. Er bewegt ſich im Cylinder mit einem Spielraum von $\frac{1}{2}$ Millimeter und geht an deſſen vorderem Ende durch eine Stopfbüchſe. Zwiſchen dem Cylinder und dem Heizapparate liegt ein Ventilgehäuſe mit zwei durch Klappenventile geſchloſſenen Ausgängen nach den beiden Rohren des Heizapparates; die obere Klappe öffnet ſich nach außen und geſtattet beim negativen Hube dem Dampfe den Austritt nach dem Heizapparate, während die untere Klappe ſich nach innen öffnet und den überhitzten Dämpfen am Anfange des poſitiven Hubes den Eintritt in den Cylinder geſtattet. Hinter der oberen Klappe führt ein 5 Centimeter weites Rohr nach dem 12 Liter Faſſungsraum beſitzenden Condenſator, welcher in einem weißblechernen Kühlgefäße ſteht. In den Communicationsrohren zwiſchen dem Heizapparate und dem Condenſator und dem Dampfkeſſel befinden ſich weite Hähne, welche mittelſt Excentrics von der Maſchine bewegt werden und die einzigen Steuertheile ſind, welche die Maſchine zu bewegen hat.

Durch Manometer wurde während des Ganges der Maſchine der Druck auf den Kolben ermittelt, auch wurden an der Maſchine die Verſuche über Condenſation des überhitzten Dampfes wiederholt, wobei man beobachtete, daß bei Dämpfen von 7 bis $7\frac{1}{2}$ Atmoſphären Spannung eine Reduction auf $3\frac{1}{2}$ und $3\frac{3}{4}$ Atmoſphären eintrat. Während des Ganges mußte bei jedem Hube eine kleine Quantität friſcher Dampf zugelaſſen werden, welcher entweder zum Erſatz entwichenen Dampfes, oder zur Vertreibung der Luft aus dem Condenſator, oder zu ſonſt irgend einem Zwecke, von welchem das gute Arbeiten der Maſchine abhängt, erforderlich ſein mochte.

Natürlich läßt ſich aus ſo unvollkommenen Angaben die Arbeit der Maſchine nicht ableiten, auch begnüge ich mich, anzugeben, daß bei einer Anfangspreſſung von $7\frac{1}{2}$ Atmoſphären am Ende des poſitiven Hubes noch 3 Atmoſphären übrig blieben, daß beim negativen Hube die Spannung $2\frac{1}{2}$ Atmoſphären betrug, daß alſo die wirkſame Preſſung $\frac{7+3}{2} - 2\frac{1}{2} = 2\frac{1}{2}$ Atmoſphären zu ſetzen iſt, was einem conſtanten Drucke von $1\frac{1}{4}$ Kilogrammen pro Quadratcentimeter während des ganzen Spieles entſpricht. Um dieſe Kraft zu erzeugen, braucht nur geſättigter Waſſerdampf von $3\frac{1}{2}$ Atmoſphären Spannung oder 140 Grad Wärme auf die Temperatur von 400 bis 500 Grad erhitzt zu werden, was einen Kohlenaufwand verurſacht, den ich leider an meinem Apparate nicht ermitteln konnte, der aber nur ſehr gering ſein kann, da die Dämpfe trotz des ſehr kurzen Aufenthaltes im Heizapparate doch ſehr ſchnell ſeine Temperatur annahmen, ohne daß auch nur die geringſte

Wärmeabnahme am Heizapparate zu bemerken war. Ferner ist die kleine Quantität frischer Dampf in Ansatz zu bringen, womit der Apparat bei jedem Spiele gespeist werden muß, welche aber sicher nicht ein Zehntel von demjenigen Dampfvolumen beträgt, welches eine gleich starke Watt'sche Maschine consumirt. Beachtet man nun noch, daß die Dämpfe sehr schnell ihre Wärme an das Condensationswasser abtreten, wenn dieses eine Temperatur von 100 Grad hat, so wird man durch Vergrößerung der condensirenden Fläche und durch Anwendung von etwas Einspritzwasser sicher sehr leicht dahin gelangen, die mit einer Temperatur von 400 bis 500 Grad eintretenden Dämpfe mittelst eines Wassers zu condensiren, welches 150 bis 160 Grad Wärme besitzt und aus welchem sich gesättigte Dämpfe von derjenigen Spannung entwickeln, wie sie zur Speisung der Maschine erfordert werden, es wird also dann das Condensationswasser in Dampf zur Speisung der Maschine verwandelt.

Nach diesen neuen Bedingungen lasse ich meine Maschine umbauen, worauf sie wirklich als Arbeitsmaschine fungiren soll, damit es möglich sei, genau und sicher zu ermitteln, welche Vortheile das neue System besitze.

Ueber den selbstwirkenden Brems von Guérin.

Commissionsbericht von

Piobert, Combes und Couche.

(Hierzu Tafel 23.)

Die Unzulänglichkeit der gewöhnlichen Eisenbahnwagenbremse ist in die Augen springend, wenn man bedenkt, daß es ganz dieselben Bremse sind, wie bei den Postwagen, wenn auch etwas verbessert, und noch dazu insofern viel unvollkommener, als Derjenige, der sie anzieht, dies erst auf ein gegebenes Signal thut. Trotz der fünffachen Geschwindigkeit sind unsere Mittel, die Züge anzuhalten, noch eben so langsam und unsicher als auf gewöhnlichen Straßen und der Effect ist daher noch weit ungenügender.

Und doch sollte der Locomotivenführer, welcher die bewegende Kraft dirigirt, in gleicher Weise alle Hilfsmittel zum Anhalten des Zuges in seiner Hand haben, während er jetzt nur die Räder des Tenders und höchstens die Treibräder der Maschine bremsen, also höchstens ein Gewicht von 25 Tonnen oder ungefähr den fünften Theil vom Gewicht eines Schnellzuges zum Gleiten arretiren kann. Es sind daher schon viele Versuche zur Abstellung dieses Uebelstandes gemacht worden, wobei mehrere Erfindungen auf demselben, durch die Art der Verbindung der Wagen unter sich gegebenen Principe fußen.

Es kann nämlich bekanntlich der Locomotivenführer, unterstützt durch den Heizer, die Spitze des Zuges beliebig und plötzlich anhalten, indem er den Regulator schließt und schnell den Brems am Tender anzieht, auch wohl Gegendampf*) giebt. Die Waggons, welche zunächst ihre Geschwindigkeit noch behalten, stoßen daher einer nach dem andern aneinander, indem sie ihre Bufferfedern zusammendrücken, wobei die lebendige Kraft ihres Geschwindigkeitsüberschusses zu Arbeit wird.

Andererseits besteht, trotz mancher bekannten Nachtheile dieses Systems, die verzögernde Kraft in der Reibung, welche durch hölzerne, auf die Radbandagen aufgedrückte Bremsklötze erzeugt wird, und um den Druck zwischen den Bremsbacken und Radreifen zu erzeugen, welcher dem Festbremsen entspricht, wird eine gewisse Zeit und Arbeit erfordert, welche von der Construction des Mechanismus und der Biegbarkeit der Stücke abhängt. Bisher wurde diese Arbeit von den Conducteurs verrichtet, aber sie könnte eben so gut von der Arbeit verrichtet werden, welche in Folge der durch den Locomotivenführer veranlaßten Zusammenschiebung des Zuges frei wird, wodurch man sowohl die Unmittelbarkeit des Bremsens, als auch die Schnelligkeit desselben erlangen würde.

Allein hierbei sind folgende drei Bedingungen zu erfüllen:

1. muß durch die vom Locomotivenführer bewirkte Verzögerung der Maschine im übrigen Zuge ein Stoß von genügender Intensität und Zeitdauer hervorgerufen werden;

*) Man täuscht sich oft über die Dienste des Gegendampfes, indem man glaubt, daß dadurch nicht blos ein langsam fahrender Zug, sondern auch ein schnell fahrender angehalten werden könne. Da aber das Umsteuern nur dann erfolgen kann, wenn kein Dampfdruck auf die Schieber stattfindet, so muß beim Gegendampfgeben 1. der Regulator geschlossen, dann 2. umgesteuert und 3. wieder Dampf gegeben werden, wodurch natürlich immer ein Zeitverlust eintritt, der bei raschem Fahren sehr wichtig ist.

2. dürfen andererſeits die Bremſe nicht durch bloße zufällige Veränderungen in der Geſchwindigkeit der Maſchine und die damit zuſammenhängenden Reactionen zwiſchen den Waggons in Thätigkeit gerufen werden;

3. muß man mit dem Zuge auch rückwärts fahren können, ohne daß die Bremsvorrichtung hindernd entgegentritt.

Prüfen wir zunächſt die Forderung bezüglich der Intenſität und Ausdauer der Einwirkung. Wir ſehen, daß bei der Guérin'ſchen Einrichtung die Bufferſtangen auf den Brems vermittelſt der einen Stoßfeder und einer den Druck vereinfachenden Hebelübertragung einwirken; es wäre alſo mit Leichtigkeit zu berechnen, unter welchen Verhältniſſen der Maſſen und Geſchwindigkeiten das Feſtbremſen erfolgen werde, doch laſſen wir lieber hierauf die weiter unten citirten Beobachtungen antworten und verſichern im Voraus, daß die Erfahrung beweiſt, es vermöge der Locomotivenführer durch bloßes Bremſen von Maſchine und Tender und ohne Anwendung von Gegendampf zwiſchen den Waggons des Zuges Zuſammendrückungen zu veranlaſſen, welche intenſiv genug ſind, um mindeſtens den vierten Theil der Räder des Zuges zu bremſen. Deſſenungeachtet kann er auch den Zug ganz allmälig anhalten, ohne daß die ſelbſtwirkenden Bremſe zur Thätigkeit gelangen. Soll das Anhalten ſehr ſchnell geſchehen, ſo ſucht er der Maſchine die Geſchwindigkeit ſo ſchnell als möglich zu nehmen, hat er dagegen Zeit und Raum genug, ſo agirt er auch nur allmälig, kurz er kann auf die Bremſe mit ebenſoviel Sicherheit einwirken, als zöge er ſie direct an, und die Erfahrung zeigt, daß aufmerkſame Maſchiniſten ſehr ſchnell lernen, wie ſie damit umzugehen haben.

Gegen die Dauer der Einwirkung der Zuſammendrückung hat man den Einwurf erhoben, daß die Bremsbacken, welche durch den Zuſammenſtoß der Wagen angedrückt werden, auch nur während der ſehr kurzen Dauer des erſten Theiles des elaſtiſchen Stoßes angedrückt bleiben, hierauf aber wieder abfallen würden; indeſſen der Vergleich mit dem elaſtiſchen Stoße iſt unbegründet, da die Elaſticität der einzelnen Theile eines Zuges ſehr unvollkommen iſt. Wenn das Syſtem außer der verzögernden Kraft an der Spitze nur den gegenſeitigen Einwirkungen ſeiner einzelnen Theile unterworfen, übrigens aber frei wäre, ſo würde allerdings die Zuſammendrückung, welche nur die Folge des Geſchwindigkeitsübermaßes der nachfolgenden Maſſen iſt, ſo lange dauern, als die Verzögerung an der Spitze. Da aber dieſe Unabhängigkeit nicht exiſtirt, die Verzögerung an der Spitze des Zuges vielmehr andere Kräfte an Zwiſchenpunkten hervorruft, ſo könnte ohne Zweifel der Fall eintreten, daß an irgend einem Punkte zu irgend einer Zeit die Geſchwindigkeit gleich derjenigen an der Spitze oder ſelbſt geringer würde, und daß ſich folglich daſelbſt eine locale Ausdehnung des Zuges ergäbe. Wenn jedoch bei der Maſchine die Retardation fortdauert, ſo wird eine locale Geſchwindigkeitsabnahme ſehr bald bemerkt werden und es wird wieder der Zuſtand der Zuſammendrückung zurückkehren. Es kann alſo allerdings vor erreichtem Stillſtande der Druck zwiſchen den Buffern zweier Wagen abnehmen und Null werden, aber nur, wenn der Maſchiniſt nichts dagegen thun will, und er iſt im Uebrigen völlig Herr darüber.

Um die freiwillige Einwirkung des Bremſes zu hindern, hat Herr Guérin der Bufferfeder f, welche mit ihrem Mittel auf den Hebel der Bremswelle drückt, etwas todten Gang gegeben und hat ſie durch eine Zugſtange mit einer Gegenfeder jj verbunden, deren Elaſticität durch Verſuche ſo beſtimmt iſt, daß ſie den größten durch bloße Ungleichförmigkeiten in der Geſchwindigkeit hervorgerufenen Einwirkungen an jeder Stelle des Zuges Gleichgewicht hält. Es kann daher eine freiwillige Einwirkung der Bremſe nur eintreten, wenn die Spitze des Zuges in Folge eines Hinderniſſes eine unwillkürliche Verzögerung erfährt, was jedenfalls die übeln Folgen eines ſolchen Ereigniſſes nur abſchwächen kann.

Natürlich tritt die Wirkung dieſer Feder derjenigen, welche auf die Bremsbacken ausgeübt wird, entgegen, und darf daher nicht zu groß ſein, indeſſen hat man hier einen weiten Spielraum zwiſchen der zu großen Empfindlichkeit der Bremſe und ihrer zu großen Schwächung. Zugleich dient dieſe Gegenfeder dazu, die Bufferſtangen und Bremsbacken zurückzuziehen, wenn der Zug ſtille ſteht, was überdies, wie wir weiter unten ſehen werden, durch eine einfache Vorrichtung unterſtützt werden kann. Die Stärke der Feder muß durch Probiren gefunden werden. Guérin hat auf der Bahn von Paris nach Orleans eine Feder mit 400 Kilogrammen Spannkraft und 20 Centimeter Bogenhöhe angewendet, die durch 1000 Kilogramme gerade gebogen wird, was paſſende Verhältniſſe zu ſein ſcheinen.

Die Möglichkeit des Rückwärtsganges, welche in zahlloſen Verhältniſſen unentbehrlich iſt, war der Anſtoß, an welchem bisher Alle geſcheitert ſind, welche die Bremſe durch die Buffer andrücken laſſen wollten. Die Meiſten (z. B. Riener) haben keine beſſere Löſung gefunden, als daß nach dem Anhalten die Bremſe per Hand Wagen für Wagen frei gemacht werden müſſen. Herr Guérin iſt glücklicher geweſen, und hat ſeit 1843, wo er mit ſeinen Bemühungen für die Erfindung ſelbſtthätiger Bremſe begann, immer im Auge behalten, daß nach dem Stillſtande des Zuges, wenn derſelbe ſich wieder ausgedehnt hat, die Bremsbacken in Folge dieſer Bewegung frei geworden ſein müſſen von dem Zuſammenhange mit den Buffern, während andererſeits dieſer Zuſammenhang ſich wieder herſtellen muß, ſobald beim Vorwärtsgange eine gewiſſe Geſchwindigkeit erreicht

wird. Sein Mechanismus ist aus Tafel 23 wohl zu erkennen.

Denken wir uns einen Zug, der sich zu bewegen anfängt, dessen Geschwindigkeit also 8 bis 10 Kilometer pro Stunde beträgt, so sind die Bremsbacken außer Zusammenhang mit den Buffern und da die Bufferfeder sich nicht bewegen kann, so befindet sich der Zug fast in dem Zustande wie ein gewöhnlicher Zug, nur mit dem Unterschiede, daß die Bufferfeder, wenn die Buffer eingedrückt würden, sich nicht auf die mittelste Traverse des Gerüstes stützen, sondern den Druck mittelst der Kuppelstange auf die hinterste Traverse übertragen würde. In diesem Zustande können also die Bremse auch wie gewöhnlich angezogen werden, ja es bleibt bei geringen Geschwindigkeiten kein anderes Mittel zu bremsen übrig, als per Hand, aber es ist klar, daß die Selbstthätigkeit der Bremse, sobald sie in Folge größerer Geschwindigkeit eingetreten ist, keineswegs vor dem gänzlichen Stillstand aufhört, wie einige Personen nach oberflächlicher Kenntnißnahme geglaubt haben. Sobald die Geschwindigkeit die Höhe von 8 bis 10 Kilometern erreicht hat, muß die Stange des Kuppelhakens frei werden von dem hinteren Querbalken des Gerüstes, damit die Bufferfeder nachgeben und den Brems bewegen kann; es muß also der Vorsprung e (Figur 1 bis 4) des Kuppelhakens sich gegen die hintere Traverse stemmen, so lange die Geschwindigkeit unter der bezeichneten Grenze bleibt, und die Kuppelstange muß sich dagegen frei bewegen können, wenn die Geschwindigkeit größer wird. Es wird dies erreicht durch den gegabelten Kniehebel nn, welcher sich in der ersten Periode gegen die Schulter des Hakens stemmt, in der zweiten Periode aber ausgelöst wird, und die Abhängigkeit der Stellung dieses Hebels von der Geschwindigkeit des Zuges wird durch eine von der Centrifugalkraft bewegte Auslösung erreicht. Zu dem Ende sitzt ein gußeiserner muffartiger Ring qqz auf einer der Aren vermittelst zweier Zapfen, um die er oscilliren kann; im Ruhezustande wird er durch zwei Federn rr gegen die Are gedrückt, hebt sich aber, sobald die Geschwindigkeit wächst, indem die Massen qq sich bei der Geschwindigkeit, wo die Auslösung der Gabel erfolgen soll, normal zur Are zu stellen trachten. Die Gabel ist durch eine Zugstange k mit dem um sein Ende schwingenden Hebel l verbunden, welcher am Gestell befestigt ist und durch das excentrisch angebrachte Gewicht v stets gegen den Muff angedrückt wird, und es leuchtet ein, daß durch geeignete Form des Muffes und richtige Stärke der Federn eine sichere Auslösung der Gabel bei der gewünschten Geschwindigkeit erzielt werden kann. Die Vorrichtung ist dann in ihrer normalen Stellung und bleibt darin, bis die Geschwindigkeit ganz vernichtet ist; erst wenn der Zug angehalten ist und sich wieder ausgedehnt hat, fällt die Gabel wieder ein zwischen die Are des Hakens und den hinteren Querbalken des Gestelles, so wie es am Anfange war.

In dieser Weise war die Einrichtung des selbstthätigen Bremses projectirt, die Erfahrung mußte über seine Anwendbarkeit entscheiden. Da entschloß sich die Paris-Orleans-Eisenbahngesellschaft, dem Erfinder auf der Linie nach Corbeil Versuche damit zu gestatten, und hier war es, wo diese Erfindung seit länger als einem Jahre beim regelmäßigen Betriebe im Stillen geprüft wurde und wo auch die Berichterstatter, ehe sie noch ihren Auftrag erhielten, dieselbe kennen lernten.

Diese lange Prüfungszeit war namentlich wegen des Auslösungsmechanismus nöthig, auch schaltete man blos einen selbstwirkenden Brems ein, den man unmittelbar hinter dem Tender placirte, um den Druck des ganzen Zuges darauf wirken zu lassen. Die Erfahrungen, die auf der Eisenbahn nach Corbeil gemacht wurden, sind in Bezug auf die Sicherheit der Thätigkeit des Apparates und den Unterhaltungsaufwand durchschlagend, und werden durch die späteren Versuche vollkommen bestätigt. Der Mechanismus ist weder Zerstörungen noch Unordnungen unterworfen und verlangt wenig Unterhaltungsaufwand, was auch leicht begreiflich ist, da die Bewegungen langsam vor sich gehen und die einzelnen Theile keinen starken Drücken ausgesetzt sind. In Bezug auf die Leistung des Apparates haben wir zu rühmen, daß die Räder des mit dem selbstwirkenden Brems versehenen Waggons von 8500 Kilogrammen Gewicht immer eben so schnell, wenn nicht zeitiger, gebremst waren, als diejenigen des Tenders, sodaß der Maschinist und Heizer indirect, ohne Verlust einer Secunde Zeit und ohne Kraftaufwand noch ein Fahrzeug von 8,5 Tonnen Gewicht bremsten.

Wegen der erlangten günstigen Resultate forderte die Gesellschaft den Erfinder auf, die Vorrichtung auch auf der Hauptbahn, deren Profil mehr Gelegenheit zum Studium der Bremse bietet, zu prüfen und in denselben Zug mehrere selbstthätige Bremswaggons einzuschalten, und da diese zweite Versuchsreihe vollständig das dem Apparate von vielen Seiten geschenkte Vertrauen zu rechtfertigen schien, so erhielten wir ministeriellen Auftrag, die auf der Paris-Orleans-Eisenbahn stattfindende Anwendung kennen zu lernen und nöthigenfalls durch geeignete specielle Versuche zu erörtern, welche Vortheile man aus dieser neuen Erfindung ziehen könne.

Wir hatten dieselbe in zweierlei Beziehung zu prüfen:

einmal während des gewöhnlichen Betriebes, wo die Bremse nur zum Anhalten vor den Stationen und zur Hemmung auf starken Steigungen dienen,

und zweitens unter außerordentlichen Verhältnissen wo ein möglichst schnelles Anhalten des Zuges gefordert wird.

Wir haben zu dem Ende drei Verſuchsreihen abgeführt:
die eine auf der Bahn von Paris nach Orleans,
die zweite auf der Bahn von Paris nach Corbeil,
die dritte auf der ſchiefen Ebene der atmoſphäriſchen Eiſenbahn von Saint-Germain.

1. Verſuche auf der Bahn von Paris nach Orleans.

Gewicht der Maſchine und des Tenders . 29,60 Tonnen
Gewicht des Zuges . . . . . 101,24 „
Bruttogewicht des Zuges 130,84 Tonnen

Zahl der ſelbſtthätigen Bremswaggons 3.

Gewicht eines ſolchen Waggons 18,6 Tonnen oder 18,37 Procent vom Gewichte des Zuges.

Die drei Bremswaggons folgten ſogleich nach dem Tender, ſodaß alle Hilfsmittel zum Bremſen ganz zur Hand des Maſchiniſten und an der Spitze des Zuges angebracht waren.

Die Geſchwindigkeit war die gewöhnliche Zuggeſchwindigkeit, nämlich 28,83 Kilometer pro Stunde.

Die Commiſſion kann beſtätigen:

1. daß der Maſchiniſt den Zug mit der größten Leichtigkeit dirigirte, mit Präciſion und Sicherheit an den bezeichneten Punkten anhielt und vor den Stationen erſt ſpäter zu bremſen anfing, als bei der gleichen Zahl gewöhnlicher Bremſe der Fall geweſen ſein würde;

2. daß das Feſtbremſen der Räder an allen drei auf einander folgenden Bremswaggons faſt gleichzeitig erfolgt, obwohl der Schub des Zuges erſt durch den dritten und zweiten Waggon auf den erſten übertragen wurde;

3. daß die Anhäufung der Bremſe am Kopfe des Zuges keinen heftigen Stoß verurſachte, ja daß die Paſſagiere nicht einmal eine Abweichung gegen das gewöhnliche Verfahren wahrnahmen;

4. daß der Auslöſungsmechanismus untadelhaft arbeitete, wie man daraus erfuhr, daß der Maſchiniſt, wenn er auf unſer Verlangen den Haltepunkt etwas überſchritten hatte, ohne alle Schwierigkeiten darnach zurückfuhr.

2. Verſuche auf der Eiſenbahn von Orleans nach Paris.

Gewicht der Maſchine und des Tenders . 29,45 Tonnen
Gewicht des gezogenen Zuges . . . . 80,37 „
Totalgewicht 109,82 Tonnen

Zahl der ſelbſtthätigen Bremswaggons 2.

Gewicht eines ſolchen Waggons 12,6 Tonnen oder 15,67 Procent vom Gewichte des Zuges.

Die beiden Bremswagen ſtanden an der Spitze des Zuges.

Alles geſchah mit derſelben Regelmäßigkeit wie oben, und wir bemerken nur noch, daß der Maſchiniſt, welcher abſichtlich den Zug die Steigung bei Etampes mit einer größeren Geſchwindigkeit hatte erreichen laſſen, ſehr ſchnell die Räder der beiden Bremswaggons bremſte und den Zug unfehlbar ganz zum Stehen gebracht haben würde, hätte man nicht davon abgeſehen, um bei den Reiſenden keine Unruhe zu erregen.

3. Verſuche auf der Fahrt von Paris nach Corbeil.

Wir bedurften hierzu einer größeren Freiheit, als bei Perſonenzügen zuläſſig iſt, weshalb wir mit einem ſpeciellen Zuge operirt haben. Er war aus Lowris gebildet, die mit Steinkohle geladen waren, was uns aller Schonung überhob und uns geſtattete, den Effect des von Vielen gefürchteten plötzlichen Bremſens zu erforſchen.

Gewicht der Maſchine und des Tenders . 36,18 Tonnen
Gewicht des gezogenen Zuges . . . . 109,12 „
Totalgewicht 145,30 Tonnen

Zahl der Bremswaggons 3.

Gewicht eines Bremswaggons 30,32 Tonnen oder 22,78 Procent vom Gewichte des Zuges.

Die Bremswaggons folgten unmittelbar hinter dem Tender.

Man gab dem Maſchiniſten ungefähr die Geſchwindigkeit an, mit welcher er fahren ſollte. Als eine gleichförmige Geſchwindigkeit eingetreten war, beobachtete man an einem Compteur die Zeit, innerhalb welcher man bei einer gewiſſen Zahl von Telegraphenſtangen vorbeifuhr und wenn ſo die Geſchwindigkeit gefunden war, ſo gab man das Zeichen zum Bremſen und beobachtete die Zeit und den Weg, welcher zurückgelegt werden mußte bis zum Stillſtehen. Man fand:

Verſuchs-nummer	Geſchwindigkeit pro Sec.	Geſchwindigkeit pro Stunde	Dampfdruck in Atmoſphären	Abhang	Zurückgelegter Weg	Verfloſſene Zeit	Bemerkungen
	Meter	Kilomet.			Meter	Sec.	
1	16,5	60	8	0	390	45	Trockene Schienen, ſchwacher Wind.
2	16,5	60	7,5	0	400	45	

4. Verſuche auf der Fahrt von Corbeil nach Paris.

Gewicht der Locomotive und des Tenders . 36,18 Tonnen
Gewicht des gezogenen Zuges . . . . . 77,17 „
Totalgewicht 113,35 Tonnen

Zahl der ſelbſtwirkenden Bremſe 2.

Gewicht eines Bremswaggons 20,24 Tonnen, alſo 26,23 Procent vom Gewichte des Zuges.

Der dritte Bremswagen war auch mit angehängt, da er aber am Ende des Zuges ſtand, ſo konnte er nicht in Thätigkeit kommen. Der erſte folgte auf den Tender, hierauf drei gewöhnliche Waggons, dann der zweite Bremswaggon und wiederum drei Waggons.

Versuchsnummer	Geschwindigkeit pro Sec.	Geschwindigkeit pro Stunde	Dampfspannung in Atmosphären	Abhang der Bahn	Zurückgelegter Weg	Verflossene Zeit	Bemerkungen
	Meter	Kilomet.			Meter	Sec.	
1	16,5	60	6,5	0,002	350	35	Trockene Schienen
2	16,5	60	6,5	0,000	325	28	desgleichen
3	18,0	65	6	0,0005	275	25	desgl. Gegendampf

Nur bei dem letzten Experimente wendete der Maschinist andre Hilfsmittel als die gewöhnlichen an, indem er noch die Maschine rückwärts laufen ließ. Achtsam auf das Signal, der Eine am Regulator, der Andre am Brems, verloren Locomotivenführer und Heizer keine Secunde Zeit, manövrirten auch mit einer unübertrefflichen Schnelligkeit, die beim regulären Dienst kaum zu erreichen sein dürfte, sodaß vorstehende Resultate als der höchste Effect angesehen werden können, der mit selbstthätigen Bremsen zu erzielen ist.*)

Was wir bereits Oben bemerkten, wurde hier vollständig bestätigt; man fühlte im Moment des Anhaltens nicht den geringsten Stoß, weder auf der Maschine noch auf den Bremswaggons und da dies ein Hauptpunkt ist, so scheint es passend, näher darauf einzugehen.

Man hat oft Befürchtungen ausgesprochen wegen einer zu raschen Anziehung der Bremse, indem man meinte, daß dadurch Unglücksfälle von gleicher Art und gleichem Umfang hervorgerufen werden möchten, als diejenigen, welchen man eben vorbeugen wolle. Wenn dies auch im Prinzip vollkommen wahr sein mag, so paßt es doch nicht auf diejenigen Bremsmechanismen, welche auf der Ausübung eines mehr oder weniger plötzlichen Druckes auf die Kränze der Räder beruhen. Oft genug haben Erfinder behaupten wollen, daß sie auf dem Wege weniger Meter einen mit voller Geschwindigkeit ankommenden Zug zum Stehen bringen könnten und eine so schnelle Vernichtung der im Zuge aufgehäuften lebendigen Kraft würde allerdings einen enormen mittleren Druck und entsprechende nachtheilige Folgen voraussetzen, aber letztere sind nicht zu befürchten, da die Ursache unmöglich ist. Man kann leicht das Maximum der Leistung von dieser Art von Bremsen berechnen, wenn man voraussetzt, daß alle Räder des Zuges incl. derjenigen der Maschine plötzlich festgehalten würden und wenn man dem Reibungscoefficienten zwischen Radkränzen und Schienen seinen höchsten, von der Geschwindigkeit als unabhängig anzusehenden Werth beilegt. Bezeichnet

P das Bruttogewicht des Zuges,
p dasjenige der rotirenden Theile (Räder und Aren),
r den Halbmesser derselben,
k ihren Trägheitshalbmesser,
V die Geschwindigkeit des Zuges in Metern pro Secunde im Moment des Bremsens,
e den bis zum gänzlichen Stillstand zurückgelegten Weg,

so bestimmt sich letzterer aus der Gleichung

$$\frac{1}{2g}\left(P + p \cdot \frac{k}{v^2}\right) V^2 = fPe,$$

oder wenn man $p = 0{,}1\,P$, $\frac{k^2}{r^2} = 0{,}54$ und $f = 0{,}2$ annimmt,

$$e = 0{,}273\,V^2,$$ was für

die Geschwindigkeit von					
	10	15	20	22	Met. pro Sec.
	36	54	72	79,2	Kilom. pr. St.
den Weg	e = 27,3	61,37	109,2	132,13	Met. ergiebt.

Es wirken aber drei Umstände vereint diesem höchsten Effect entgegen, selbst wenn es möglich wäre auf alle Räder gleichzeitig den genügenden Druck auszuüben, nämlich erstens die Veränderlichkeit des Reibungscoefficienten, der selten diesen höchsten Werth annimmt, dann der sehr wahrscheinliche Einfluß der Geschwindigkeit auf die Reibung, endlich der Zeitverlust, welcher mit der Fortpflanzung der Bewegung auf die Bremsmechanismen verbunden ist und welcher bei dem Guérin'schen System eben so sichtlich ist, wie bei anderen. Bei den beiden letzten Versuche kamen z. B. die Räder erst nach Zurücklegung eines Weges von resp. 150 und 100 Meter zum Stillstande. In Bezug auf die Abnahme des Reibungscoefficienten mit wachsender Geschwindigkeit scheinen Versuche von Herrn Cochot auf der Lyoner-Eisenbahn sehr deutlich zu beweisen, daß der anfängliche Werth des Coefficienten, wenn die Bremse auf einen mit großer Geschwindigkeit sich bewegenden Zug wirken, relativ sehr niedrig sei. Was man also auch thun mag, die retardirende Kraft tritt anfänglich nicht nur sehr viel schwächer, sondern auch ganz allmälig auf und es erklärt sich daher, daß keine Art von stoßender Bewegung, die mit derjenigen, wie sie bei einem Zusammenstoße selbst bei langsamen Zügen eintritt, zu vergleichen wäre, zu bemerken ist. Wenn jedoch auch aus der Anhäufung der Bremsmittel und aus ihrer rücksichtslosen Anwendung keine Gefahr für die Passagiere zu fürchten ist, wenn man im Nothfalle auch nicht zaudern darf, sehr energische Mittel anzuwenden, um den Zug zum Stillstehen zu bringen, so würde doch die systematische Anhäufung der Bremse den Fahrzeugen schädlich sein, sowohl wegen der nicht zu festen Verbindung des Wagenkastens mit dem Gestell, als wegen des Baues der Kästen selbst.

5. Versuche auf der schiefen Ebene der atmosphärischen Eisenbahn von Saint-Germain.

Es galt die Zuverlässigkeit der selbstthätigen Bremse auch für Fälle zu prüfen, die zwar jetzt noch selten sind,

*) Jedenfalls wäre die Wiederholung des Versuches mit Gegendampf sehr interessant gewesen, da aber der Maschinist entschiedenen Widerwillen äußerte, so haben wir davon abgesehen.

aber mit der Ausdehnung des continentalen Eisenbahnnetzes gewiß immer häufiger vorkommen werden.

Wenn auch die Hauptbestimmung der Bremse die ist, die directe Bewegung der Züge zu reguliren, so dienen sie doch auch dazu, für Züge, welche steile schiefe Ebenen hinaufsteigen, eine Sicherstellung bei etwaigen Brüchen der Verbindungsketten und die Möglichkeit zu bieten, die retrograde Bewegung eines abgerissenen Theiles des Zuges zu hemmen. Der Guérin'sche Brems eignet sich hierzu ganz besonders, indem man nur an das Ende des Zuges einen oder zwei Bremswaggons zu hängen braucht, welche beim directen Zuge ganz ohne Einfluß bleiben, aber gegen die Gefahren der retrograden Bewegung schützen. Ihre Thätigkeit erhellt von selbst, jedoch muß man den Conducteur auf dem letzten Wagen beibehalten, der zwar bei directer Bewegung des Zuges ganz überflüssig ist, aber selbst auf Bahnen mit geringen Steigungen zur Verhütung der Folgen des Abreißens unentbehrlich ist. Bei der gewöhnlichen Construction kann er mit seinem Brems den abgerissenen Theil des Zuges höchstens auf Rampen von einigen Tausendtheilen bewältigen, nicht aber auf den langen, jetzt so häufig vorkommenden Steigungen von 25, 30, 35 auf 1000. Schaltet man aber vor dem Schlußwaggon mit gewöhnlichem Brems eine oder mehrere selbstthätige Bremswaggons ein, so befindet sich ein abgerissener Theil des Zuges bezüglich der Mittel, seine Geschwindigkeit zu moderiren, ungefähr in denselben Verhältnissen, wie ein Zug, der von der Maschine eine schiefe Ebene hinabgeführt wird. Bremst der Conducteur am letzten (in diesem Falle zur Spitze des Zuges gewordenen) Waggon, so treten die selbstthätigen Bremse in Thätigkeit, genau so wie bei der directen Bewegung des Zuges. Dennoch war es wünschenswerth, auch in dieser Beziehung die Wirksamkeit des Bremses durch Versuche zu prüfen, und dies konnte am besten auf der atmosphärischen Eisenbahn geschehen, deren schiefe Ebene ein Beispiel der höchsten zulässigen Steigung bietet. Der Zug war zusammengesetzt wie folgt:

1. ein Bremswaggon mit Handbrems 2. zwei selbstthätige Bremse	. .	30 Tonnen
3. vier gewöhnliche Waggons von der Eisenbahn de l'Ouest sammt Passagieren	27	„
Totalgewicht	57	Tonnen

Nachdem der Zug, wie gewöhnlich, mittelst der Windevorrichtung mit comprimirter Luft aufgezogen worden war, nahm er auf der unter 35 auf 1000 abfallenden schiefen Ebene eine bedeutende Geschwindigkeit an, deren man aber durch das Anziehen des Handbremses sofort Meister wurde, weil die beiden selbstthätigen Bremswaggons so stark gebremst wurden, daß sie auf allen Rädern Feuer sprühten. Hierauf löste man den Brems wieder und zog ihn später wieder an, endlich hielt man den Zug vollständig auf der unter 12 auf 1000 geneigten Partie der parabolischen Rampe an, was gewiß auch auf dem stärker geneigten Theile möglich gewesen wäre und nur aus Mangel an Zeit nicht versucht wurde.

Die vorstehenden Versuche zeigen genügend die großen Vorzüge des Guérin'schen Bremses; da aber bei dem technischen Betriebe der Eisenbahnen scheinbar leichte und unbedeutende Nachtheile einen Mechanismus praktisch völlig unanwendbar machen können, so liegt es uns noch ob, die Ausstellungen zu prüfen, welche gegen denselben gemacht worden sind.

Man tadelt erstens, daß das Gestell eines Bremswaggons seine Symmetrie in Bezug auf die transversale Are verliere. Man hatte es anfänglich für nothwendig erachtet, die Bremsbuffer vorn anzubringen, weil dann das eigene Gewicht des Waggons das Gewicht des nachfolgenden Zuges vermehrt, welches den Brems anzieht, aber dieses Arrangement hätte einen lästigen Zwang hervorgerufen und die Nothwendigkeit, die falsch orientirten Bremse umkehren zu müssen, wäre mit Recht als Nachtheil anzusehen gewesen. Glücklicherweise ist dies ganz unnöthig; wir haben verschiedene Male Bremswaggons mit den Bremsbuffern nach hinten einschieben lassen, ohne daß das Bremsen darunter gelitten hätte, ja es scheint sogar vortheilhafter zu sein, indem das Bremsen rascher erfolgt. Letzteres ist auch ganz erklärlich, wenn man bedenkt, daß bei der Stellung der Bremsbuffer nach vorn der Druck der nachfolgenden Waggons durch die Uebertragung mittelst der Zusammendrückung der hinteren Federn erst verzögert wird, während die Uebertragung bei der umgehrten Stellung direct erfolgt. Uebrigens kann man für die Praxis von der kleinen Verletzung der Symmetrie ganz absehen und die Bremswaggons beliebig stellen.

Zweitens ist dem Guérin'schen System vorgeworfen worden, daß dabei eine besondere Vertheilung der Bremswaggons im Zuge erfordert werde, indem man von der Voraussetzung ausging, daß zum Bremsen der Räder eines Waggons der Druck einer drei- bis viermal so großen Masse nöthig sei, daß also die Züge in Abtheilungen geschieden werden müßten, welche sich dann wie kleine Züge mit einem selbstthätigen Brems an der Spitze verhielten. Wäre dieser Vorwurf begründet, so wäre er als eine wahre Beschwerde anzusehen, da man die Zusammensetzung der Züge nicht gut von solchen Bedingungen abhängig machen kann; aber die Erfahrung zeigt, daß es vollständig gleichgiltig ist, ob die Bremswaggons sämmtlich an der Spitze des Zuges stehen oder im Zuge irgendwie vertheilt sind, vorausgesetzt, daß hinter dem letzten Bremswaggon noch zwei oder drei ordinäre Waggons nachfolgen, indem ein selbstthätiger Brems am Ende des Zuges beim Vorwärtsgange gar nicht wirken kann.

Es sind drittens Zweifel über die Wirksamkeit desjenigen Mechanismus rege geworden, welcher in Folge des Stillstandes wieder den Rückwärtsgang möglich macht und allerdings erfolgt die Ausdehnung des Zuges nicht immer so vollkommen, daß die Gabel ordentlich einfallen kann; aber man kann diesem Uebel theils durch stärkere Gegenfedern, theils und noch viel wirksamer durch ein Paar Kolbenstöße abhelfen, welche sofort die Ausdehnung vollenden. Es schreibt daher auf der Orleans-Eisenbahn das Regulativ dem Maschinisten vor, nicht eher rückwärts zu fahren, als bis er durch ein schwaches Anholen den Zug völlig ausgedehnt habe.

Endlich findet man den Zuwachs neuer Mechanismen für nachtheilig, welche sowohl bei der Anschaffung, als bei der Unterhaltung Schwierigkeiten machen würden. Dieser Einwurf kann aber neben den dadurch erzielten Vortheilen in Bezug auf Sicherheit nicht schwer in die Wagschaale fallen.

Nachdem wir vorstehend den Guérin'schen Brems speciell betrachtet haben, dürfen wir die Vergleichung desselben mit anderen Systemen nicht unterlassen.

Gegen das gewöhnliche System hat er den Vorzug, sowohl die oft unachtsamen Conducteurs, als auch die langsame Uebertragung durch die Schraube entbehrlich zu machen. Selbst bei aufmerksamen Conducteurs kann ein Signal des Locomotivenführers, namentlich wenn es unerwartet ist, sie in einer Stellung überraschen, wo sie den Brems nicht sogleich handhaben können, und gerade in solchen Umständen ist jeder Zeitverlust doppelt nachtheilig. Beim selbstthätigen Brems braucht nur der Maschinist die Nothwendigkeit des Bremsens zu beurtheilen, uud diejenigen allein zu seiner Verfügung stehenden Mittel anzuwenden, die ihm geeignet scheinen, Mittel, deren Effect er genau kennt und auf die er sich verlassen kann, während die Handbremse für ihn nur indirecte und unzuverlässige Werkzeuge sind. Hierzu kommt, daß die Theilung der Verantwortlichkeit bei so wichtigen Maßregeln an sich schon ein bedeutender Nachtheil ist.

Man kann dagegen einwenden, daß die Kraft der Buffer-bremse geringer sei, als diejenige der Handbremse, was aber innerhalb der practischen Handhabung nicht zutrifft, sondern nur für die Extreme gelten kann. Allerdings kann es beim Guérin'schen System keinen Vortheil gewähren, die Zahl der selbstthätigen Bremse in einem Zuge größer als $\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{4}$ der Zahl der Wagen anzunehmen, während beim gewöhnlichen System nichts hindern würde, Bremse an allen Waggons anzubringen, stünden dem nicht ökonomischen Rücksichten entgegen. Gewiß hat aber noch Niemand daran gedacht, auf jeden Waggon einen Conducteur zu setzen, vielmehr beträgt auf der Eisenbahn von Turin nach Genua, welche die stärksten Steigungen besitzt, das vorschriftsmäßige Verhältniß der Waggons mit Brems bei Personenzügen $\frac{1}{2}$ und bei Güterzügen $\frac{1}{3}$, bei gewöhnlichen Profilen fällt es sogar bis auf $\frac{1}{6}$ herab, folglich ist dieser Einwurf ohne practischen Werth.

Die Eisenbahnen sind in ihrem Ensemble mit einer großen Maschine zu vergleichen. Für diese Maschine gilt, wie für alle anderen zur industriellen Production bestimmten Maschinen, als erster Grundsatz des Fortschrittes die Einführung einer immer vollkommeneren mechanischen Arbeit an die Stelle der Menschen- und Thierkraft. Im vorliegenden Falle findet die Sicherheit dabei nicht weniger ihre Rechnung, als die Oekonomie. Das Ideal eines Bremses ist ohne Zweifel derjenige, welcher erstens unmittelbar zur Hand des Maschinisten ist, zweitens auf alle Räder des Zuges mit gleicher, bis zum Festbremsen steigender Kraft wirkt und dabei drittens die Fähigkeit zum Rückwärtsgang nicht aufhebt. So oft sich verschiedene Erfinder diese Aufgabe gestellt haben, so hat sie doch noch Keiner in praktischer Weise gelöst. Alle zeitherigen Vorschläge, alle Räder zugleich zu bremsen, beruhen auf einer Uebertragung der allgemeinen Bewegung, durch welche die Arbeit des Bremsens ausgeführt wird. Möge diese Arbeit der lebendigen Kraft der rotirenden Massen oder den Dämpfen oder der Schwere entnommen sein, möge die Uebertragung der Arbeit vermittelst eines galvanischen Stromes, oder mittelst Dampfleitungen, oder mittelst eines über Kloben geleiteten Seiles, oder mittelst Hebel- und Gelenkstangenverbindungen oder auf irgend eine Weise geschehen, immer hat die Anwendung dieses Principes in höherem oder minderem Grade den doppelten Uebelstand besessen, daß sie die Bildung und Auflösung der Züge complicirt und daß sie Vorrichtungen nöthig macht, welche leicht in Unordnung kommen und zerstört werden. Es darf sich nur die Uebertragung, welcher Art sie auch sei, an der Spitze des Zuges in Unordnung befinden, und alle Mittel des Bremsens sind paralysirt. Daher scheint uns ein Princip, welches zu solchen Unzuträglichkeiten führen kann, wenig Vertrauen zu verdienen.

Das beste und sicherste Mittel ist nicht dasjenige, welches bei einigen Versuchen den schnellsten Effect erzielt, sondern dasjenige, welches bei hinreichendem Effect die besten Garantien gegen Verwirrung und deren Folgen giebt. In dieser Beziehung scheint uns Herrn Guérin's Vorrichtung vor allen denen den Vorzug zu verdienen, denen man im Vertrauen auf einige nicht zu viel bedeutende Erfahrungen den Vorrang einzuräumen versucht sein könnte. Wie jeder, auch der einfachste Mechanismus ist zwar der Guérin'sche Brems nicht frei von zufälligen Unordnungen, doch bewirken diese höchstens die Aufhebung der bremsenden Kraft eines Bremswaggons, während die übrigen nicht schlechter, ja diejenigen, welche vor dem zerstörten Bremswaggon vorangehen, sogar noch besser wirken. Diese Unabhängig-

keit bietet eine sehr schätzbare Garantie und scheint sogar eine Grundbedingung für ein gutes Bremssystem abgeben zu müssen.

Eine andere nicht minder wichtige Bedingung ist noch zu erwähnen, welche den anderen vorgeschlagenen Einrichtungen ebenfalls fehlt. Der Brems, bei denen die Arbeit durch Auslösung eines Gewichtes bewirkt wird, wie der bayerische Brems und derjenige von Cochot, sind Vorrichtungen von unveränderlichem Effect, sie thun Alles oder Nichts; es sind Nothbremse, welche für den gewöhnlichen Dienst gar nicht zu gebrauchen sind, und daher noch neben dem gewöhnlichen Brems angeschafft werden müssen. Man weiß, wie bedenklich jede Sicherheitsvorrichtung ist, welche nur bei den, glücklicherweise sehr seltenen, außerordentlichen Zufällen in Anwendung kommen, da das niedere Beamtenpersonal, welches sie zu handhaben hat, darin nur überflüssige Zugaben sieht, ihre Unterhaltung vernachlässigt und es dahin bringt, daß unter zehn Fällen der Brems Nichts taugt, wenn er gebraucht werden soll. Man muß nicht an musterhaftes Personal denken, sondern die Menschen nehmen, wie sie sind; Niemand wird verhindern, daß Vorrichtungen, welche nicht in fortwährender Anwendung sind, von ihnen mit Geringschätzung angesehen werden. Wir sind daher überzeugt, daß solche Nothbremse eine unglückliche Idee sind. Was ein anderer Brems an höchstem Effect, an theoretischer Vollkommenheit weniger besitzt, das ersetzt er durch praktische Sicherheit und effective Leistung. Ein Nothbrems muß nicht nur im Moment des Gebrauches im besten Stande sein, sondern das Personal muß auch daran denken, sich seiner zu bedienen. Mit dem Guérin'schen Brems ist kein Zaudern, kein Irrthum möglich, der Maschinist thut instinctiv, was er zu thun hat und zwar nichts weiter, als was er beim gewöhnlichen Brems thut, ja er braucht bei Gefahr des Zusammenstoßes nicht einmal zum Bremsen zu signalisiren. Nebenbei lösen sich die Nothbremse selten selbst aus und veranlassen daher einen oft gefährlichen Aufenthalt, ehe Alles wieder eingerichtet ist.

Die Bedingungen seiner Anwendung sind folgende:

1. Seine Wirksamkeit beruht vor Allem auf der Energie der Mittel, mit welchen der Maschinist auf die Locomotive und den Tender einwirkt, es muß also der Tender mit einem kräftigen, gut erhaltenen und schnell wirkenden Brems versehen sein, weshalb es vortheilhaft sein dürfte, an die Stelle der langsam wirkenden Schraubenbremse die ältere Hebelvorrichtung wieder einzuführen, auch wäre die Anwendung von Dampfbremsen, wie sie in Deutschland gebraucht werden, ernstlich zu versuchen.

2. Indem man die Bremsvorrichtungen an der Spitze des Zuges verstärkt, würde man auch die Zahl der nützlicherweise mit Bremsen auszurüstenden Waggons vermehren können.

Ueberhaupt würde es schon jetzt passend sein, das jetzige Verhältniß von $1/4$ auf $1/3$ zu vergrößern, da durch Vertheilung der Arbeit auf mehrere Räder diese weniger stark gebremst zu werden brauchten und der vermehrte Anschaffungsaufwand durch verminderte Abnutzung schnell gedeckt werden würde. Man würde dann, wenn z. B. die Hälfte der Waggons mit selbstthätigen Bremsen ausgerüstet wäre, auch freier in der Zusammensetzung der Züge schalten können, da man supponiren könnte, daß immer an der Spitze des Zuges und im mittleren Theile desselben eine genügende Anzahl von Bremsen vorhanden wäre. Ebenso würde man dadurch für außerordentliche Vorfälle größere Sicherstellung erhalten, indem die in Unordnung gerathenen Bremswaggons durch andere ersetzt werden würden. Endlich ist noch zu erinnern, daß auf Bahnen mit langen oder starken Steigungen auch am hinteren Ende des Zuges Bremswaggons angehängt werden müssen.

Die Conducteurs werden dadurch, daß sie des Bremsens enthoben werden, nur ihren anderen Dienstpflichten zurückgegeben, wozu ihre Zahl völlig genügt, während sie für den Bremsdienst oft unzureichend war. Herr Guérin hat auch sein System nicht der Ersparniß wegen, sondern der Sicherheit wegen empfohlen.

Annales des mines, V. sér., tom. X, 4. liv.

Beschreibung des Apparates.

Tafel 23.

Figur 1. Seitenansicht und Längendurchschnitt eines Gepäckwagens der Bahn von Paris nach Orleans.

Figur 2. Grundriß des Gestelles.

Figur 3. Querschnitt nach der Linie XY in Figur 2.

Figur 4. Details des Kuppelhakens und der Fanggabel im doppelten Maßstabe.

Figur 5. Ansicht des Auslösungsmuffes normal zur Are.

Figur 6 und 7. Seitenansichten desselben in gehobener und liegender Stellung.

A, B, C, D Gestell des Waggons.

a Welle des Bremshebels.

b, b zwei zu beiden Seiten der Kuppelhakenstange aufgesteckte, durch die Hebelverbindungen c, d, e auf die Bremsbacken S wirkende Hebel.

ff Bufferfeder am hinteren Ende des Waggons, gegen welche sich die Hebel b stützen.

i Kuppelhakenstange, welche einerseits an der Bufferfeder befestigt ist, andererseits den Kuppelhaken o trägt.

g, g Buffer, deren Stangen h, h sich gegen die Feder f, f stemmen.

Man ersieht hieraus, daß der Druck auf die Feder f mittelst der Hebel b, c, d, e auf die Bremsbacken S übertragen wird. Sobald also der Locomotivenführer den Re-

gulator ſchließt und den Tenderbrems anzieht, alſo die Geſchwindigkeit der Maſchine verzögert, ſo wird der Druck des nachfolgenden Zuges gegen die Buffer den Brems andrücken.

j, j Gegenfeder, welche die Bufferfeder f, f zurückziehen und alſo die Bremsbacken von den Radreifen befreien ſoll, ſobald der Druck der Wagen aufeinander aufhört.

m Zugſtange von der Gegenfeder nach einem der Hebel b.

n Fanggabel am vorderen Ende des Geſtelles, durch welche es ermöglicht wird, daß die Züge rückwärts laufen können. Sie iſt winkelhebelartig gebogen und ihr Drehpunkt befindet ſich über der Kuppelhakenſtange i hinter der Are des Hakens o. Iſt der Zug in Ruhe oder beginnt er ſich rückwärts zu bewegen, ſo liegt die Fanggabel in der punktirten Stellung (Figur 4), ſtemmt ſich alſo gegen die Schulter des Kuppelhakens und hindert dadurch die Stange i am Zurückgehen.

l gabelförmiger, einarmiger Hebel, der durch das Gewicht v ſtets gegen den Auslöſungsmuff angedrückt wird.

k Schubſtange, durch welche der Hebel l auf den unteren Arm des Winkelhebels n einwirken kann.

z Auslöſungsmuff (Figur 5 bis 7), welcher in der Mitte der Radare p reitet. Derſelbe trägt zwei ſchwere, einander gegenüberſtehende Maſſen q, q, beſteht aus zwei ſymmetriſchen zuſammen verſchraubten Hälften und oscillirt um zwei rechtwinkelig zur Radare ſtehende Zapfen, über welche die Federn rr geſteckt ſind. Wenn die Are ſich in Ruhe befindet, ſo nimmt der Muff die Stellung Figur 7 an, in welcher er durch die Federn erhalten wird, ſobald aber die Are mit einer der Geſchwindigkeit von 4 bis 5 Kilometern pro Stunde entſprechenden Geſchwindigkeit rotirt, ſo ſteigen in Folge der Centrifugalkraft die Maſſen q in die vertikale Stellung (Figur 6). Da der Hebel l im Ruhezuſtande auf dem gewölbten Theile dieſes Muffes ruht, ſo ſteht er dann nach links geneigt und die Fanggabel befindet ſich in der unteren Stellung, iſt alſo eingeklinkt; ſobald aber der Muff die Stellung Figur 6 angenommen hat, ſo ſinkt der Hebel l in die Rinne des Muffes und ſchiebt mittelſt der Stange k die Fanggabel in die obere Stellung, wobei der Kuppelhaken frei wird und das Zurückgehen der Bufferfeder, ſo wie das Andrücken der Bremsbacken geſtattet.

Aus Figur 1 erſieht man, daß die Vorrichtungen zur Bewegung des Hebels mit Hand beibehalten worden ſind, wozu der Conducteur blos die Schwungkurbel M zu drehen braucht. Iſt der ſelbſtthätige Apparat in Thätigkeit, ſo verſchiebt ſich die Zugſtange T, welche zum Handbrems gehört, ſeitwärts, ohne jedoch die Warze w zu bewegen, da ſie geſchlitzt iſt.

Für die Eiſenbahn de l'Ouest iſt die Einrichtung noch einfacher, wie aus Figur 8 und 9 hervorgeht.

Figur 8 giebt die Seitenanſicht des Waggongeſtelles; Figur 9 den Grundriß deſſelben.

Die Welle a des Bremshebels iſt hier nicht unabhängig vom Gerüſte, wie oben, ſondern wird, ebenſo wie die Bremsbacken SS von den Längenbalken des Geſtellrahmens getragen. Das Uebrige iſt unverändert. Gleiche Theile ſind mit denſelben Buchſtaben bezeichnet, auch iſt der Waggon in bewegtem Zuſtande dargeſtellt, wo der Kuppelhaken ausgelöſt iſt.

Koſtenberechnung eines ſelbſtthätigen Bremſes.

(Nach der Conſtruction Figur 8 und 9.)

Eigentlicher Brems.

1 Welle, wiegt	55,00	Kilogr.
2 Lager, wiegen	17,00	"
4 complete Zugſtangen . . .	65,00	"
4 Bremsbackenträger . . .	16,30	"
2 Spannſchienen dazu . . .	10,50	"
8 Hängeſchienen dazu . . .	11,00	"
8 Bolzen, ...	4,00	"
Gewicht des Bremſes	178,80	Kilogr. à 2 Francs
macht	357,6	Francs.

Selbſtthätiger Apparat.

1 Muff, wiegt	25,00	Kilogr.
1 Lenkerhebel nebſt Schubſtange	18,25	"
1 Gegabelter Hebel	11,25	"
1 Bügel zur Gegenfeder . .	1,65	"
1 Anſchlaghülſe	0,25	"
Mehrgewicht des Kuppelhakens	11,25	"
2 Schnallen an der Gegenfeder	3,00	"
2 Zugſtangen dazu	5,20	"
	75,85	Kilogr. à 2 Francs
macht	151,7	Francs.

Hierzu		
Federn 15 Kilogr. à 1,3 Francs	19,5	"
Geſammtkoſten	171,2	Francs.

Der complete Apparat koſtet alſo 528,8 Francs und wiegt 254,65 Kilogramme.

Bull. de la Soc. d'Enc., 2. sér., IV., 51.

Brücken und Thalübergänge Schweizerischer Eisenbahnen,

entworfen und ausgeführt unter der Direction

von

Carl von Etzel.

(Hierzu Tafel 24 bis 27.)

Unter obigem Titel ist bei C. Detloff (Bahnmeier's Buchhandlung) in Basel im vorigen Jahre ein ausgezeichnetes Ingenieurwerk erschienen, welches auf 18 großen Tafeln ausführliche Abbildungen von 13 Brücken und Thalübergängen der Schweizerischen Centralbahn und von 4 Brücken und Thalübergängen der St. Gallischen Eisenbahn liefert. Obwohl der sehr niedrig gestellte Preis dieses Atlanten seine Anschaffung sehr erleichtert, so glauben wir doch durch ein Referat und durch Mittheilung zweier daraus entnommener Bauten möglichst zur Empfehlung und Verbreitung dieses Werkes beitragen zu müssen, welches sehr vorzügliche Vorlagen für Eisenbahnbrücken enthält und wenn es auch jeder Beschreibung entbehrt, doch in constructiver Hinsicht äußerst belehrend ist.

Der Herausgeber, der Königl. Württembergische Oberbaurath Herr Carl v. Etzel hat als Oberingenieur der Schweizerischen Centralbahn und als Baudirector der St. Gallisch-Appenzellischen Eisenbahn alle im vorliegenden Atlas dargestellten Viaducte und Brücken entworfen und unter seiner Direction ausführen lassen, weshalb auch die Angaben über die Kosten dieser Baue volles Vertrauen verdienen. Bei den minder bedeutenden Bauwerken sind nur die Hauptansichten der Brücke, der Widerlager und der Pfeiler und ein Situationsriß des Werkes gegeben, dagegen sind der Darstellung der größeren Baue drei bis vier Tafeln gewidmet, deren Maßstab so gewählt ist, daß alle Details wohl zu erkennen sind, und welche durch eingeschriebene Maße den Werth wirklicher Bauzeichnungen erhalten.

Der Maßstab für die Hauptansichten ist $\frac{1}{250}$ der natürlichen Größe, derjenige für die Details 10 mal so groß und dadurch, daß alle Tafeln in demselben Maßstabe gezeichnet sind, gestatten sie eine sehr bequeme Vergleichung der verschiedenen Bauwerke unter einander. Die Situationsrisse sind in $\frac{1}{1000}$ der natürlichen Größe gegeben.

Auf jeder Tafel sind kurze Angaben über die Hauptdimensionen der Brücke, über das System der Gründungen, die Gewichte und die Baukosten, über die Zeit der Ausführung und die Bauleitung verzeichnet, und wenn noch etwas zu wünschen bliebe, so wären dies Angaben über die Rüstungen und die Methode der Aufstellung, was freilich ohne begleitenden Text, in welchem dann noch mancherlei gemachte Erfahrungen hätten niedergelegt werden können, kaum zu ermöglichen gewesen sein würde.

Die dargestellten Bauwerke sind:

I. an der Schweizerischen Centralbahn.

a. Linie Basel-Olten:
   1. die Brücke über die Birs bei Basel,
   2. " " " " Frenke bei Liestal,
   3. der Thalübergang bei Rümlingen,
   4. die Brücke über die Aare bei Olten.

b. Linie Olten-Bern:
   5. die Brücke über die Wigger bei Aarburg,
   6. " " " " Pfaffnern bei Niederwyl,
   7. " " " " Murg bei Murgenthal,
   8. " " " " große Emme bei Burgdorf,
   9. " " " das Worblaufenthal bei Bern,
   10. " " " die Aare bei Bern.

c. Linie Herzogenbusch-Biel:
   11. die Brücke über die große Emme bei Dorendingen,
   12. " " " " Aare bei Solothurn.

d. Linie Olten-Luzern:
   13. die Brücke über die kleine Emme bei Emmenbaum.

II. An der St. Gallischen Eisenbahn.

1. der Thalübergang bei Goldbach,
2. die Brücke über die Sitter bei St. Gallen,
3. " " " " Thur bei Wyl,
4. " " " " Glatt bei Flawyl.

Unter diesen Brücken sind nur zwei steinerne Bauwerke, nämlich die Thalübergänge bei Rümlingen und bei Goldbach, und eine schmiedeeiserne Bogenbrücke, nämlich die Brücke über die Aare bei Olten, die übrigen sind sämmtlich schmiedeeiserne Gitterbrücken, worunter sich die letztgenannten drei Brücken dadurch auszeichnen, daß sie auf gußeisernen Pfeilern ruhen.

Die Mehrzahl dieser Brücken ist auf zwei Eisenbahngeleise eingerichtet, nur die Gitterbrücken, die als Nr. 11, 12 und 13 bei der Centralbahn und als Nr. 2, 3, 4 bei der St. Gallischen Eisenbahn angeführt sind, tragen blos

ein Geleise. Eine Brücke, die schöne Brücke über die Aare bei Bern an der Linie Olten-Bern, trägt zugleich einen Fahrweg, welcher innerhalb der Gitterwände liegt, während die zweigeleisige Eisenbahn über denselben angebracht ist.

Die steinernen Brücken liegen beide in Steigungen und Krümmungen, auch liegt die schmiedeeiserne Bogenbrücke über die Aare bei Olten in einem Gefälle von 18 auf 1000. Die Wiggerbrücke bei Aarburg ist eine schiefe Brücke, alle übrigen Brücken sind gerade Brücken.

Nachstehende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über die dargestellten Brücken.

	Sitterbrücke bei St. Gallen	Brücke über die Thur bei Wyl	Brücke über die Glatt bei Flawyl	Brücke über die Aare bei Olten	Brücke über die Birs bei Basel	Brü die bei
Constructionsweise des Oberbaues	Gitterbrücken			Schmiedeeis. Bogenbrücke	Gitterbrüd	
Zahl der Hauptträger	2	2	2	5	4	
Zahl der Eisenbahngeleise	1	1	1	2	2	
Zahl der Brückenjoche	4	4	3	3	3	
Art und Zahl der Pfeiler, steinerne	—	—	—	2	2	
gußeiserne	3	3	2	—	—	
Lichtweite zwischen den Widerlagern in Fußen	533,4	455,4	335,4	345	256	1
Länge des eisernen Oberbaues in Fußen	544	464	348	345	264	1
Höhe des Eisenbahngeleises über dem Mittelwasserstande in Fußen	208,1	63,7	101,1	(3)	86	
Gewicht des Oberbaues für ein Geleise in Centnern, an Gußeisen	222,27	251,39	195,85		522	1
an Schmiedeeisen	6711,92	4001,35	4020,61		1970	12
zusammen	6934,19	4252,74	4216,46		2492	15
Gewicht der Pfeiler in Centnern, an Gußeisen	18351,20	4178,96	4858,67			
an Schmiedeeisen	734,45	276,44	266,20			
zusammen	19085,65	4455,40	5124,87			
Baukosten in Francs, an Gründungen	34369	28898	14775	69895,60	77458	18
an Mauerwerk	149811	85537	52177	231104,40	73930	375
an eisernem Oberbau, Eisentheile	261285	180466	145227	299000	84286	536
Rüstungen	49600	8980	15800	—	—	–
an eisernen Pfeilern, Eisentheile	408775	102385	111942			
Rüstungen	5800	2700	2900			
Totalsumme	909640	408939	342821	600000	235674	990
Kosten des Oberbaues pro Fuß Länge und für ein Geleise	571,48	408,29	462,72	433,33	319,26	2
Dauer des Baues in Monaten	30	15	28	23	16	1

Bemerkungen. — (1) Die Brücke liegt in einer Steigung von 20,833 auf 1000 und in einer Krümmung von 2600 Fuß Halbmesser. Bei den Kosten sind 12618 Frcs. als Kosten des Geländers besonders bemerkt. Der Baugrund war fest.

(2) Die Steigung in welcher die Brücke liegt, beträgt 20 auf 1000 und der Halbmesser der Curve 1200 Fuß. Die Brücke ist auf Felsen begründet. Unter den Kosten sind 7000 Francs für das Geländer angetragen.

(3) Die Brücke liegt in einem Gefälle von 18 auf 1000, daher läßt sich nur für einen bestimmten Bogen die Höhe angeben, z. B. für den äußersten Bogen, wo sie 52,5 Fuß beträgt.

(4) Diese Brücke überschneidet die Wigger unter einem sehr spitzen Winkel.

(5) Die Gitterwände tragen über sich den Fahrweg der Eisenbahn und zwischen sich einen Fahrweg für gewöhnliches Fuhrwerk. Vor und hinter der Brücke läuft die Bahn über zwei Blechbalkenbrücken von 30 Fuß Lichtweite, deren jede durch vier Blechbalken von 44,4 Fuß Länge getragen wird. Zu den Blechbrücken wurde verwendet:

an Gußeisen 135 Ctnr.
an Schmiedeeisen 852 „
zusammen 987 Ctnr. oder 11,11 Ctnr. pr. Fuß Länge.

Die Kosten der Berner Aarebrücke, welche noch nicht

vollendet ist, umfassen außer den angegebenen Posten noch 10700 Francs für das Holzwerk des Fahrweges der Eisenbahn und 37900 Francs für die beiden Blechbrücken, welche sonach pro Fuß und pro Gleis 213,4 Francs kosten.

(6) Hiervon sind 16000 Francs für Rüstungen beim Mauerwerk berechnet.

(7) Die Kosten pro laufenden Fuß gelten für beide Geleise, betragen also eigentlich nur halb so viel.

(8) Diese Brücke ist erst projectirt, wird aber nach den mitgetheilten Plänen ausgeführt.

Ueberblickt man die vorletzte Spalte vorstehender Tabelle, so bemerkt man deutlich, daß bei den Gitterbrücken die

über ggerburg	Brücke über die Pfaffnern bei Niederwyl	Brücke über die Murg bei Murgenthal	Brücke über die große Emme bei Burgdorf	Brücke über das Worblaufenthal bei Bern	Brücke über die Aare bei Bern	Brücke über die große Emme bei Derendingen	Brücke über die Aare bei Solothurn	Brücke über die kleine Emme bei Emmenbaum	Thalübergang bei Rümlingen	Thalübergang bei Goldbach
					(5)			(8)	(1)	(2)
			Gitterbrücken						Steinerne Brücken	
(?)	4 (?)	4 (?)	4	4	2	2	2	2		
	2	2	2	2	2	1	1	1	2	2
	1	1	3	3	3	3	3	4	8	5
	—	—	2	2	2	2	2	3	7	4
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	80	80	272	272	547,98	272	312	376	424,82	257
,8	88,8	88,8	280,8	280,8	560,64	280,8	320,8	384,8	—	—
	30	38			145				82	88
	147	147	418	418	1300	418	500	560		
	776	776	2360	2364	17854	2360	2810	3226		
	923	923	2778	2782	19154	2778	3310	3786		
	8100	3146	73325	900	22400	78852	156520	81300		
	23230	36189	36685	109150	212000	32390	75840	43000	290716 12618	248911 7000
	33760	33760	102000	102150	724600	102000	121500	139200		
					(6)					
	—	—	—	—	96000	—	—	—	40000	30670
	65090	73095	212010	212200	1103600	213242	353860	263500	343334	286581
					(7)					
,02	380,01	380,01	363,25	363,78	1292,45	363,25	378,74	361,75		
	12	16	24	23	—	18	12	—	16	21

Kosten pro Fuß Länge mit der zunehmenden Spannweite wachsen. Noch genauer ergiebt sich dies, wenn man die speciellen Angaben über die Lichtweite der einzelnen Jöcher vergleicht. Man erhält so folgende Scala:

Jochweite

56 80 96 112 120 128 Fuß,

Kosten pro laufenden Fuß und pro Geleis

286,58 319,26 363 408,29 462,72 571,48 Francs.

Ferner betrugen die Kosten der Blechbrücke

bei 30 Fuß Spannweite 213,4 Francs,

und diejenigen der Bogenträgerbrücke

bei 105 Fuß Spannweite 433,33 Francs.

Das letztere System ist also kostspieliger als das System der Gitterbrücken, während die Blechbalkenbrücken innerhalb der Grenzen, in welchen sie anwendbar sind, billiger zu sein scheinen. Die Steigerung der Kosten mit zunehmender Spannweite, wie sie vorstehende Tabelle zeigt, kann beim Entwurf neuer Brücken bei Erörterung der Frage, ob man größere oder geringere Spannweiten anwenden solle, gewiß mit Vortheil zu Grunde gelegt werden.

Wir beschließen nun das Referat über obiges Werk, indem wir die Zeichnung und Beschreibung zweier daraus entlehnter Bauwerke geben. Unsere Tafeln, welche bei den Hauptansichten in $^3/_4$, bei den Details in $^1/_3$ bis $^2/_5$ der Größe des Originals gezeichnet sind, konnten freilich nur ein sehr unvollkommenes Bild von den Tafeln des Originals

geben, deren Bildfläche und Anzahl so bedeutend größer ist, sie werden aber jedenfalls den Zweck erfüllen, Interesse für dieses wichtige Ingenieurwerk zu erwecken. Möchten doch auch die Ingenieurs anderer Staaten diesem Beispiele folgen und in gleich musterhafter Weise ihre Schöpfungen für die Fachgenossen zugänglich machen!

Schmiedeeiserne Eisenbahnbrücke über die Aare bei Olten.

Die auf den Tafeln 25 u. 26 dargestellte schmiedeeiserne Brücke auf der Schweizerischen Eisenbahnlinie Basel-Olten überspannt mittelst dreier Bögen die Aare bei Olten. Sie ist von Herrn C. v. Etzel construirt und unter Leitung des Herrn W. Pressel in der Zeit vom December 1854 bis October 1856 ausgeführt worden, wobei die Gründungen und Mauerwerke den Unternehmern Locher und Näff, die Ausführung des eisernen Oberbaues aber in den Werkstätten zu Olten dem Herrn R. Riggenbach übergeben war.

Diese interessante Brücke, welche für 2 Eisenbahngeleise eingerichtet ist, liegt in einem Gefälle von 18 auf 1000, hat zwischen den Widerlagern eine lichte Weite von 345 schweizerischen Fußen (à 0,3 Meter) und 3 Bögen von je 105 Fuß Spannweite.

Die beiden Pfeiler, welche im Flusse stehen, sind mittelst Senkkasten auf Pfahlrost gegründet und die Widerlager, deren Fuß bei Hochwasser noch bespült wird, ruhen auf einer mit Spundwänden eingefaßten Betonschicht. Die Widerlager der Bögen befinden sich bei 12′ über Hochwasserstande und darüber erheben sich bis zur Bahnhöhe rectanguläre Pfeiler von 30 Fuß Länge und 10 Fuß Stärke, während der untere Theil der Pfeiler über dem ordinären Wasserstande 47 Fuß Länge bei 17 Fuß Stärke und unter den Widerlagern 45 Fuß Länge bei 15 Fuß Stärke besitzt und mit halbkreisförmigen Endflächen versehen ist. Die Widerlager sind ganz von rectangulärem Querschnitte, besitzen eine untere Länge von 32 Fuß bei 21 Fuß Stärke und eine obere Länge von 30 Fuß bei 20 Fuß Stärke und stehen ungefähr 20 Fuß tief im Boden. Die Höhe der Pfeiler vom Pfahlrost bis zur Bahnhöhe beträgt resp. 57 und 55 Fuß, das Widerlager am linken Ufer hat 58,5, dasjenige am rechten Ufer nur 52 Fuß Höhe.

Die Brücke überschreitet die Aare rechtwinkelig und die drei gleichweiten Brückenjoche sind mit schmiedeeisernen bogenförmig gekrümmten Blechbalken überspannt, von einer Construction, welche wohl hier zum ersten Male Anwendung gefunden hat. Jedes Joch hat 5 Hauptträger, zwischen welchen die vier Schienenstränge der beiden Eisenbahngeleise auf Querbalken ruhen. Da die Brücke in einem Gefälle liegt, so liegt der Scheitel des Bogens am linken Ufer 31 Fuß über dem Hochwasserstande, was einen Radius von 83 Fuß ergiebt, während der Bogen am rechten Ufer 26,7 Fuß Scheitelhöhe besitzt, also nach einem Radius von ungefähr 103 Fuß gekrümmt ist. Die Construction der bogenförmigen Hauptträger ist folgende:

Nach Art der gußeisernen Bogenbrücken ist ein Bogen aus Eisenblechen gebildet (Figur 5), welcher mittelst eingeschobener blecherner Stützen einen geraden Blechbalken trägt, auf welchem die Brückenbahn ruht. Der blecherne Bogenträger ist im Querschnitt (Figur 6 und 7) von der Form des I-Eisens und 3 Fuß hoch. Er ist aus zwei 2,95 Fuß hohen, 2,5 Linie (= 7,5 Millimeter) starken und 5 Linien von einander abstehenden, aber mittelst dreier 35 Linien breiter und 5 Linien starker Blechstreifen an den Enden und im Mittel zusammengenieteten Blechwänden und zwei horizontalen Ribben zusammengesetzt, wovon die obere aus zwei 35 Linien breiten und hohen, 4,5 Linien starken Winkeleisen, die untere Ribbe aber aus zwei eben solchen Winkeleisen und einer darüber gelegten, 8 Zoll (= 24 Centimeter) breiten, 5 Linien starken flachen Schiene besteht. Die obere Ribbe hat also 3,2, die untere 7,6 und die mittlere Ribbe 14,3 Quadratzoll Querschnitt, wenn man bei letzterer von den Verstärkungen absieht, welche sie im Mittel und an den Enden erhalten hat, oder man kann auch jeden solchen Bogenträger als aus zwei durch ebene Wände verbundenen T-Eisen bestehend ansehen, und alsdann hat die obere Gürtung 8,995 Quadratzoll Querschnitt, wovon 3,2 Quadratzoll in der oberen ebenen Ribbe liegen, und die untere Gürtung hat 13,395 Quadratzoll Querschnitt, wovon 7,6 Quadratzoll in der unteren horizontalen Ribbe enthalten sind, während der verticale Abstand der beiden T-förmigen Gürtungen 2,25 Fuß beträgt und durch eine mittlere Ribbe von 11,25 Quadratzoll Querschnitt ausgefüllt ist.

Der horizontale Blechträger ist ebenfalls von I-förmigem Querschnitt und besteht aus zwei 1,95 Fuß hohen Blechwänden von 2,5 Linien Stärke, welche genau wie beim unteren Bogenträger durch zwei an den Enden eingeschobene, 3,5 Zoll breite und 0,5 Zoll starke Blechstreifen zusammengehalten und oben und unten durch je zwei Winkeleisen von 35 Linien Schenkellänge und 4,5 Linien Stärke verstärkt sind; jedoch ist an diesem Balken die obere Ribbe durch eine aufgenietete 8 Zoll breite, 0,5 Zoll starke Schiene verstärkt, während dort die untere Ribbe verstärkt war, und es ist dies ganz der Natur des Widerstandes angemessen, welchen beim Bogenträger die untere und hier die obere Ribbe zu leisten hat, nämlich dem Widerstande gegen das Zerdrücken, welcher bekanntlich beim Schmiedeeisen mehr zu fürchten ist, als derjenige gegen das Zerreißen.

Im Scheitel des Brückenbogens, wo beide Blechbalken zusammentreten (Figur 6) bildet sich ein oben und unten von gleich starken Ribben begrenzter I-förmiger Querschnitt von 4,75 Fuß Höhe, dessen verticale Wände gegen das

Mittel hin durch äußerlich aufgenietete Blechstreifen verstärkt sind.

Die Verbindung zwischen den beiden Blechbalken bilden +-förmige Stützen, welche in Abständen von 5 zu 5 Fuß dazwischen eingesetzt sind. Jede solche Stütze besteht aus 4 Winkeleisen von 35 Linien Schenkellänge und 5 Linien Stärke, die an den Enden durch 12 Zoll hohe, 5 Linien starke Blechzwischenlagen verbunden und an die Blechträger angenietet sind. Im Mittel sind diese Stützen durch einen von Stütze zu Stütze gehenden bogenförmigen Blechstreifen von 35 Linien Breite und 5 Linien Stärke verbunden.

Die fünf die Brückenbahn tragenden und wie vorstehend beschrieben zusammengesetzten Hauptträger jedes Brückenjoches sind aber nun auch unter einander sehr solid und doch leicht verbunden, indem erstens die bogenförmigen Träger unter jeder der zuletzt erwähnten Stützen durch schmiedeeiserne Querbalken mit dem bogenförmigen Balken des daneben stehenden Hauptträgers befestigt sind, zweitens die balkenförmigen Träger durch eben solche Querbalken untereinander zusammenhängen und drittens die Stützen durch Andreaskreuze von einander abgesteift sind. Die Querbalken zwischen den bogenförmigen Trägern bestehen aus einer 2,25 Fuß hohen, 1,5 Linie starken Blechwand, welche durch 3 Zoll breite und hohe, 3,5 Linien starke Winkeleisen, die zugleich eine obere und untere Ribbe von 6,15 Zoll Breite bilden, befestigt ist. Diese Querbalken haben also I-förmigen Querschnitt und ebenso sind die Querbalken gestaltet und construirt, welche zur Verbindung der oberen balkenförmigen Träger dienen, nur besitzen sie blos 1,25 Fuß Höhe.

Die Absteifung der schmiedeeisernen Stützen zwischen beiden Trägern ersieht man deutlich aus Figur 7. Zunächst sind sie im Mittel durch 3 Zoll hohe, $\frac{1}{2}$ Zoll starke Blechschienen verbunden und außerdem verbinden übers Kreuz gelegte gleich starke Schienen das obere und untere Ende jeder Stütze mit dem entgegengesetzten Ende der benachbarten Stütze. Schließlich erfahren diese Querbalken auch noch eine Absteifung gegen einander vermittelst der unter den oberen Querträgern liegenden horizontalen Andreaskreuze, welche aus Figur 8 zu ersehen sind.

Die Füße der Bogenribben stehen in gußeisernen vertieften Platten, welche auf den Widerlagern der Pfeiler aufgeschraubt, 3,6 Fuß lang, 1,35 Fuß breit und 3 Zoll stark sind. Die Enden der balkenförmigen Träger ruhen aber auf 1 Fuß breiten, 8 Zoll hohen Lagerhölzern am oberen Ende der Pfeiler. Endlich ist die äußerste Stütze der beiden äußeren und des mittelsten Hauptträgers am Pfeiler mittelst eines gußeisernen Lagerbockes befestigt.

Die Brückenbahn besteht aus Querbalken von 8 Zoll Höhe und Stärke, welche in 2,5 Fuß Abstand von einander über die oberen balkenförmigen Blechträger hinweggelegt und damit verschraubt sind, und einer darauf befestigten Pfostendielung, in welche die vier Schienenstränge versenkt sind. Die Balkenköpfe, welche über die äußersten Hauptträger noch etwas vortreten, sind mit einer Blechbekleidung versehen und tragen von 10 zu 10 Fuß die Säulchen zu dem Geländer, welches 3,81 Fuß hoch ist und dessen Füllung aus Flacheisen nach Art der Gitterbrücken gebildet ist. Die ganze Breite der Brückenbahn ist 24 Fuß; der Zwischenraum zwischen den beiden Geleisen beträgt 7 Fuß, die Spurweite 5 Fuß und also der Zwischenraum bis an die Geländer $3\frac{1}{2}$ Fuß. Der ganze eiserne Oberbau hat 345 Fuß Länge.

Das Gewicht des Letzteren wird folgendermaßen angegeben:

Gußeisen	.	460 Centner
Schmiedeeisen	7780	=
Totalsumme	8240	Centner.

Repartirt man das Gewicht auf den laufenden Fuß, so erhält man 23,88 Centner (1194 Kilogramme).

Um annähernd die Festigkeit dieser Brücke zu berechnen, können wir uns der in „Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", Band II, §. 46 enthaltenen Formel

$$T = \left(\frac{b^2}{2a} + \frac{ay^2}{b^2}\right)\frac{q}{F}$$

bedienen, worin b die halbe Spannweite, a die Pfeilhöhe, y die Abscisse des Bruchpunktes, q die Belastung pro Längeneinheit und F den Querschnitt bedeutet.

Nun tragen drei Hauptträger zusammen einen Eisenbahnzug, dessen Gewicht als gleichförmig vertheilt angenommen werden mag und das Gewicht eines solchen Trägers beträgt $\frac{8240}{5} = 1648$ Centner oder pro Fuß Länge $\frac{23{,}88}{5}$ = ungefähr 4,8 Centner = 240 Kilograme. Rechnet man hierzu das Gewicht des Eisenbahnzuges, welches 100 Tonnen = 100000 Kilogramme, also pro laufenden Fuß $\frac{100000}{105}$ = 952,4 Kilogramme beträgt; so ergiebt sich das Gewicht pro laufendes Meter zu $\frac{10}{3} \cdot (240 + 952{,}4) = 3975$ Kilogramme = q. Ferner ist die halbe Spannweite $b = \frac{1}{2} \cdot 105$ = 52,5 Fuß oder 15,75 Meter und die Pfeilhöhe a = 18,5 Fuß = 5,55 Meter. Da die durch die Formel

$$S = \frac{qb^2}{2a} + \frac{qay^2}{b^2}$$

gegebene Spannung in dem bogenförmigen Balken im Fußpunkte, d. h. für den Werth y = b ihren Maximalwerth annimmt, und zwar

$$S = \frac{qb^2}{2a} + qa = q\left(\frac{b^2}{2a} + a\right),$$

so ergiebt sich die größte Belastung des Querschnittes

$$S = 952{,}4\left[\frac{(15{,}75)^2}{11{,}1} + 5{,}55\right] = 21810 \text{ Kilogramme},$$

und da der Querschnitt F = 8,995 + 13,395 + 11,25 = 33,64 Quadratzoll = 302,76 Quadratcentimeter beträgt, so ergiebt sich eine Belastung von

$$\frac{21810}{302{,}76} = 72 \text{ Kilogrammen pro Quadratcentimeter.}$$

Nach den Versuchen von Fairbairn über schmiedeeiserne Röhrenträger kann man aber (vgl. „Civilingenieur", Bd. I, S. 20) den Tragmodulus pro Quadratmillimeter = 7,5 Kilogramme setzen, daher besitzt die Aarbrücke ungefähr zehnfache Sicherheit.

Nach der Rebhann'schen Formel für Balken, welche nach dem Kreisbogen gekrümmt sind, wird die größte auf die Flächeneinheit reducirte Pressung, welche die zumeist in Anspruch genommene Faserschicht durch eine gleichförmig vertheilte Belastung in ihrer Längenrichtung zu erleiden hat, durch

$$p = P\left(\frac{5}{4\,F\alpha} + \frac{e\,.\,R\,.\,\alpha^3}{24\,I}\right)$$

gegeben, wenn

R den Halbmesser des Kreisbogens,
α den halben Centriwinkel,
P die halbe Belastung incl. des halben Trägergewichtes,
F den Querschnitt des Balkens,
e den Abstand der am meisten in Anspruch genommenen Faserschicht,
I das Trägheitsmoment der Querschnittsfläche bezüglich der neutralen Axe

bedeutet. Berechnen wir obigen Bogenträger nach dieser Formel, so haben wir

$$R = \frac{b^2 + a^2}{2\,a} = \frac{(15{,}75)^2 + (5{,}55)^2}{11{,}1} = 25{,}123 \text{ Met.;}$$

ferner ergiebt sich α aus der Gleichung $\sin\alpha = \frac{b}{r}$ zu 38° 49′ oder 0,2156. Für den ⊥-förmigen Querschnitt des Bogens ergiebt sich ferner nach den oben angegebenen Maßen der Abstand der neutralen Schicht von der am meisten in Anspruch genommenen Faser e = 1,27 Fuß = 0,381 Meter und das Trägheitsmoment des Querschnittes I = 0,44, folglich erhält man

$$p = 3975\,.\,15{,}75\left(\frac{5}{4\,.\,0{,}03\,.\,0{,}2156} + \frac{0{,}381\,.\,25{,}123\,.\,0{,}00996}{24\,.\,0{,}44}\right) = 12208220 \text{ Kilogramme,}$$

als den Druck pro Quadratmeter, welchen die zumeist in Anspruch genommene Faser auszuhalten hat, und da der Festigkeitsmodulus für das Zerreißen nach Weisbach zu 32000000 Kilogrammen angenommen werden kann, so besitzt also auch die am meisten in Anspruch genommene Faserschicht ungefähr dreifache Sicherheit.

Was schließlich die Kosten der beschriebenen Brücke anlangt, so betrugen dieselben

für die Gründungen . .	69895,60	Francs
" " Maurerarbeiten .	231104,40	"
" den eisernen Oberbau	299000,00	"
zusammen	600000	Francs.

Die Kosten pro laufenden Fuß berechnen sich hiernach beim eisernen Oberbau auf 866,66 Francs und da derselbe ein Gewicht von 23,88 Centnern pro Fuß Länge besitzt, so ergiebt sich als Durchschnittspreis für die Eisentheile ein Preis von 36,3 Francs pro Centner.

Gitterbrücke über die Sitter bei St. Gallen auf der St. Gallischen Eisenbahn.

Wie die beiden, leider in sehr reducirtem Maßstabe nach den schönen Tafeln XV, XVI, XVII des großen, von Herrn v. Etzel herausgegebenen Atlanten über die Brücken und Thalübergänge Schweizerischer Eisenbahnen copirten Tafeln Nr. 24 u. 27 zeigen, gehört die in der Ueberschrift genannte Eisenbahnbrücke zu den elegantesten und überraschendsten neueren Eisenbahnbauwerken. Aus dem auf Tafel 27 in Figur 11 gegebenen Situationsrisse geht hervor, daß dieselbe aus einer steinernen Brücke mit zwei Bögen am rechten Ufer der Sitter und aus der auf drei gußeisernen Pfeilern ruhenden Gitterbrücke mit vier Brückenjochen besteht.

Die Vorbrücke mit den steinernen Bögen hat 65 Fuß Länge zwischen den Widerlagern und ihr mittelster Pfeiler ist bis zu den Kämpfern 40 Fuß hoch, während die Brückenbahn noch 23 Fuß höher liegt. Die beiden Bögen haben bei vollem Zirkel 24 Fuß Spannweite. Die Breite beträgt 13 Fuß.

Die eiserne Brücke hat dagegen 544 Fuß Länge und 208,1 Fuß Höhe über dem Mittelwasserstande der Sitter.

Die beiden mittleren Joche haben 128 Fuß, die beiden äußeren 120,8 Fuß Weite im Lichten und der Abstand der Widerlager beträgt 533,4 Fuß. Das Gehänge fällt namentlich auf dem linken Ufer sehr steil ab, so daß dort nur ein niederiger Widerlagspfeiler nöthig war, während auf dem rechten Ufer ein Pfeiler von 83 Fuß Höhe das Widerlager bildet, an welches sich zur Ueberführung in den Eisenbahndamm die steinerne Vorbrücke anschließt.

Diese Brücke, welche vom Herrn Baudirector Carl v. Etzel entworfen und unter Leitung des Oberingenieurs Herrn A. Hartmann und des bauleitenden Ingenieurs Herrn L. Pestalozzi von einem Unternehmer für den ganzen Bau ausgeführt wurde, ist in der Zeit vom October 1853 bis März 1856 vollendet worden und nur auf ein Eisenbahngeleis berechnet.

Der Grund war für die Widerlager und Pfeiler gewachsener Felsen (Molassesandstein), worauf die Pfeilerfüße mit großen Quadern angelegt wurden. Dieselben haben an

der Basis 23,2 Fuß Breite und 40 Fuß Länge und die Form eines breitgedrückten Achteckes. Bei 45 Fuß Höhe ist die Breite auf 22 und die Länge auf 38,8 Fuß reducirt und auf diesen Pfeilerfüßen stehen die 157,3 Fuß hohen gußeisernen Pfeiler, welche die Gitterbrücke tragen. Das Widerlager auf dem rechten Ufer wird durch einen 82,5 Fuß hohen, 8 Fuß dicken, am unteren Ende 27, am oberen 19 Fuß langen Pfeiler mit zwei strebepfeilerartigen Verstärkungen gebildet, von denen der eine das Widerlager der steinernen Brücke bildet und der andere zur Auflagerung der Gitterwände dient. Letzterer hat 70,5 Fuß Höhe bei 16 Fuß Breite und tritt am Fuße 8, am oberen Ende 5,8 Fuß vor den Widerlagspfeiler vor, wie dies aus der Längenansicht in Fig. 1, Taf. 24, hinreichend zu erkennen ist.

Wir kommen nun zur Beschreibung der gußeisernen Pfeiler, welche als das Ausgezeichnetste an diesem Bauwerke hervorzuheben sind. Wenn man aus den Figuren 1 und 2 auf Tafel 24 ein Totalbild von diesen Pfeilern gewonnen hat, so geben die Figuren 4 bis 8 nähere Details hierzu. Jeder Pfeiler besteht in der Hauptsache aus zwei durchbrochenen verticalen Wänden, welche 10 Fuß von einander abstehen und auf dem Pfeilerfuße 34,44 Fuß, unter dem oberen Gesims aber 15,94 Fuß Länge haben. Diese trapezoidalen Längenwände sind durch zwei eben solche Querwände verbunden, deren Abstand 14 Fuß beträgt und deren Länge von 17,44 Fuß bis auf 11,44 Fuß abnimmt. Jede solche Wand besteht aus 25 Reihen von aneinander geschraubten rahmenförmigen Feldern, die innerhalb des durch den Durchschnitt der vier Wände gebildeten Parallelepipeds von rectangulärer Form sind, an den vor dasselbe heraustretenden Beinen aber einen trapezoidalen, nach dem Fuße zu immer wachsenden Umfang erhalten. Der Rahmen dieser Felder wird durch eine 8 Zoll breite, 8 Linien starke Ribbe gebildet, in deren Mitte sich eine 6,16 bis 7,92 Zoll hohe, 0,8 bis 1,1 Zoll starke Ribbe erhebt. Die vortretenden 8 Beine des Gerüstes sind mit [-förmigen Ribben von 1 Fuß Breite und 8 bis 11 Linien Stärke mit 2,6 bis 4,6 Zoll hohen Rändern belegt. Zur transversalen Verankerung sind in Abständen von 12 Fuß übereinander Andreaskreuze von fischbauchförmigen Schienen eingeschaltet, wie Figur 8 und die Figuren 4 und 5 erkennen lassen. Sie haben ⊥-förmigen Querschnitt mit 6 Zoll breiten und 8 Linien starken Ribben.

Wegen der Kleinheit des Maßstabes konnten in den Figuren die Planirleisten nicht angegeben werden, doch ist es natürlich, daß alle Stöße auf solchen abgehobelten Flächen zusammengepaßt sind.

Am oberen Ende des Pfeilergerüstes befindet sich ein einfacher, aber geschmackvoller gußeiserner Sockel (Figur 4 und 5 auf Tafel 24) von 6 Fuß Höhe, mit acht vorspringenden Eckribben, deren Zwischenräume durch gitterartig durchbrochene Platten ausgefüllt sind und mit einer Tablatur gekrönt, in welcher die beiden Gitterwände des Oberbaues ruhen.

Nach den vorliegenden Zeichnungen läßt sich der horizontale Querschnitt der gußeisernen Pfeiler

am Fuße derselben zu 693,352 Quadratzoll
am oberen Ende zu 426,18 „

ermitteln, worauf wir weiter unten wieder zurück kommen.

Die Brückenjoche bestehen aus zwei schmiedeeisernen Gitterwänden, welche auf dazwischen befindlichen, ähnlich construirten schmiedeeisernen Querwänden die hölzernen Längsschwellen tragen, auf denen die zwei Schienenstränge befestigt sind. Jede Gitterwand, deren Querschnitt aus Figur 4 und deren Längenansicht aus Figur 5 zu entnehmen ist, besteht aus einer oberen, aus vier Blechlagen gebildeten, 2,2 Zoll starken und 9 Zoll breiten Gürtung, aus einer ebenso starken unteren Gürtung und aus der gitterartigen Füllung zwischen beiden Gürtungen. Letztere ist aus 5 Zoll breiten, 0,5 Zoll starken Schienen gebildet, welche sich an 7 Punkten mit anderen Schienen überschneiden, und auf diese Weise rhomboidische Felder bilden, deren horizontale Diagonale 2,66 Fuß und deren verticale Diagonale 3 Fuß lang ist. Die Befestigung an den Gürtungen erfolgt durch Winkeleisen mit 3,9 Zoll breiten, 5,1 Zoll langen und 0,6 Zoll dicken Schenkeln. Die ganze Höhe der Wand beträgt 12,81 Fuß.

Ueber den Pfeilern sind die beiden Gitterwände, welche die benachbarten Brückenjoche überspannen, erstens durch 4 Blechtafeln verbunden, welche über die an den Enden der Wände offenbleibenden Gitterfelder genietet sind, und zweitens durch einen aufgeschraubten gußeisernen Aufsatz auf der oberen Gürtung zusammengeankert, der zugleich Gelegenheit zur Anbringung eines Flaggenstockes oder Laternenträgers bietet. Auch sind in einem Abstande von 5,7 Fuß vom Ende Verstärkungsribben aus Winkeleisen von 3,5 Zoll Höhe und Breite und 0,5 Zoll Metalldicke angebracht.

Die Querbalken, welche die beiden 14 Fuß von einander abstehenden Gitterwände verbinden und die Längsschwellen des Eisenbahngeleises tragen, sind, so weit dies aus den Zeichnungen erkennbar ist, ebenfalls als Gitterbalken construirt. Ein 2 Fuß hoher Blechbalken von I-förmigem Querschnitt bildet die obere Begrenzung und ein aus Winkeleisen gebildeter, 5,1 Zoll hoher ⊤-förmiger Träger die untere Gürtung desselben; dazwischen ist ein Gitterwerk aus 3,5 Zoll breiten Schienen eingeschaltet, dessen Felder 2,88 und 2,28 Fuß lange Diagonalen besitzen. Außerdem läßt sich noch eine transversale Verstrebung mit flachen Schienen erkennen, welche unter dem oberen Balken und über der unteren Gürtung angebracht ist.

Die Auflagerung der Gitterwände auf den Widerlagern ist aus Figur 9 und 10, Tafel 27 zu erkennen. Die Wider-

lager tragen 5 Querſchwellen, auf welchen eine gußeiſerne Lagerplatte ruht und auf dieſer liegt unter jeder Gitterwand ein Rahmen mit 5 Rollen, deren hervorſpringende Ränder nach unten die Leitung des Rahmens auf der Lagerplatte bewirken und andererſeits die untere Ribbe der Gitterwand umfaſſen. Die Bewegungen der Brücke werden durch dieſe verſchiebbare Auflagerung in unſchädlicher Weiſe auf die gemauerten Widerlager übertragen.

Die Brückenbahn wird durch 2 hölzerne Längsſchwellen, welche auf den ſchmiedeeiſernen Querbalken ruhen, gebildet, und eine Dielung füllt den Raum neben den Längsſchwellen aus, auf denen die Schienen mittelſt Hakennägeln befeſtigt ſind.

Das Gewicht der eiſernen Pfeiler wird wie folgt angegeben:

an Gußeiſen . .	18351,20	Ctnr.
= Schmiedeeiſen	734,45	=
zuſammen	19085,65	Ctnr.

Hierzu kommt das Gewicht des eiſernen Oberbaues, welches beträgt

an Gußeiſen . .	222,27	Ctnr.
= Schmiedeeiſen	6711,92	=
zuſammen	6934,19	Ctnr.

Das Gewicht der eigentlichen Brücke beträgt alſo pro laufenden Fuß 12,74 Centner, wobei indeſſen das Gewicht der Brückenbahn nicht mit in Anſatz gebracht iſt.

Auf dem mittelſten Pfeiler ruht hiernach eine Laſt von 128.12,74 Centner = 1630,72 Centner. Rechnet man hierzu noch das Gewicht eines Zuges à 100 Tonnen = 2000 Ctnr. und das Gewicht eines Pfeilergerüſtes $= \frac{1}{3} \cdot 19085{,}65$ = 6361,88 Centner, ſo ergiebt ſich als das geſammte Gewicht, welches das Pfeilergerüſt am Fuße zu tragen hat, die Laſt von ungefähr 10000 Centnern. Wenn nun nach dem Obigen der Querſchnitt des Pfeilergerüſtes am Fuße 693,352 Quadratzoll beträgt, ſo beträgt die Belaſtung auf den Quadratzoll ungefähr 14,5 Ctnr. oder 80 Kilogramme pro Quadratcentimeter, was eine ſehr bedeutende Sicherheit erzielt.

Ueber die Baukoſten wird angegeben:

Koſten der Gründungen . . .	34369	Francs
= des Mauerwerkes . .	149811	=
= des eiſernen Oberbaues		
an Eiſenarbeiten . .	261285	=
an Rüſtungen . . .	49600	=
= der eiſernen Pfeiler		
an Eiſenarbeiten . .	408775	=
an Rüſtungen . . .	5800	=
Totalkoſten	909640	Francs.

Hiernach berechnen ſich die Koſten des eiſernen Oberbaues pro laufenden Fuß auf 571,48 Francs, und es ſtellt ſich als Durchſchnittspreis der Eiſentheile

beim Oberbau 37,67 Francs pro Centner
bei den Pfeilern 21,42 = = =

heraus.

K. B.

Notiz über Brücken aus rohen Steinen mit Cement.

Von

Darcel.

Die Anwendung des Cements verbreitet ſich täglich mehr, weil damit mit unbegreiflicher Raſchheit die bedeutendſten Werke ausgeführt werden können. Eine Notiz über Brücken von Cement von Darcel, welche wir den Annales des ponts et chaussées, 3. sér., 2. cah., 1855, entlehnen, wird daher unſeren Leſern nicht unwillkommen ſein.

Die Bögen der Invalidenbrücke in Paris, welche aus rohen Steinen mit Cement von Paſſy hergeſtellt ſind, ſind am 11. Juni 1855 von den Lehrbögen befreit worden, wobei man ſich blecherner mit Sand gefüllter Cylinder bediente. Nachſtehende Tabelle giebt über dieſe und mehrere früher in gleicher Weiſe ausgeführte Brücken die erforderlichen Data. Es iſt darin das ſpecifiſche Gewicht des Mauerwerkes nur annähernd angegeben, und der Horizontaldruck pro Meter Gewölbsbreite nach der von Michal angegebenen (für die Kettenlinie und Parabel vollkommen genauen, ſonſt nur annähernd richtigen) Formel $P = Rp$ berechnet, in welcher R den Krümmungshalbmeſſer der inneren Wölbfläche im Scheitel, vermehrt um die halbe Gewölbeſtärke und p das Gewicht pro Quadratmeter im Scheitel (incl. des Gewichtes der Mauerung) bedeutet. Bei einem im Jahre 1851 geprüften Bogen von 6,5 Meter Spannweite, 0,9 Meter Pfeilhöhe, 0,1 Meter gleichförmiger Stärke betrug bei 41000 Kilogrammen Belaſtung pro Meter Brückenbreite der Druck im Scheitel 41 Kilogramme pro Quadratcentimeter, ohne einen Bruch zu bewirken.

chnung der Brücke	Zahl d. Bögen	Form der Bögen	Spannweite	Pfeilhöhe	Stärke im Schlußstein	Stärke am Kämpfer	Material der Steine	Zusammensetzung des Mörtels: Sand	Zusammensetzung des Mörtels: Cement	Gewicht des Cubicmeters Mauerwerk	Größter Krümmungshalbmesser der inneren Wölbfläche	Mittlerer Druck pro Quadratcentimeter im Scheitel	Zeit vom Schließen bis zum Abrüsten	Beobachtete Senkung	Widerlagerstärke
			Meter	Met.	Meter	Meter				Kilogr.	Meter	Kilogr.	Tage	Meter	Meter
;en in Vassy les-															
›n, 1844 ausgeführt .	1	Kreisbogen	31,00	2,99	1,30	2,00	Kalkstein	1	1	2100	41,64	10,70	30	0,00	11,00
bei 0,3 Meter Stärke															
heitel	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	41,00	—	—	—
ıx Doubles in Paris															
. . . . .	1	Kreisbogen	31,00	3,10	1,35	3,00	Mühlsteinquarz	1	1	2000	40,30	10,70	180	0,02	13,00
von Avallon, 1847	1	desgl.	30,00	3,00	1,00	1,50	Granit	1	1	2500	39,00	19,20	180	0,02	15,60
r-Eure, 1847 . .	2	desgl.	20,00	2,50	1,00	1,00	Kalkstein	1	1	2100	21,25	6,15	180	0,00	7,00
ve-sur-Yonne, 1851	1	Korbbogen	34,00	7,80	1,12	3,50	Sandstein	1	1	2100	40,00	11,20	10	0,00	=
›brücke in Paris auf															
rbindungsbahn, 1853	5	Kreisbogen	34,50	4,60	1,20	1,20	Mühlsteinquarz	1	1	2000	34,64	9,10	30	0,00	14,00
nt, Paris, 1853 . .	1	desgl.	{31 {32,5	3,10	1,35	2,00	desgl.	1	1	2000	44,14	11,60	30	0,04	13,00
›ame-Brücke, Paris,															
. . . . .	5	Ellipse	18,76	7,53	0,90	2,35	milder Kalkstein	2	1	2000	11,68	3,50	1	0,00	unbek.
›rücke, Paris, 1854 .	5	Kreisbogen	32,24	4,10	1,20	1,20	Mühlsteinquarz	3	2	2000	33,75	—	30	0,035	10,00
›brücke, Paris, 1855	4	desgl.	31,90	3,40	1,20	1,80	desgl.	3	2	2000	39,11	9,60	30	0,04	11,00
ke, Paris, 1855 . .	3	Ellipse	43,00	8,60	1,50	3,10	desgl.	3	2	2000	53,75	13,50	im	Bau	10,00
l'Arche, Seine Inf.,															
. . . . .	4	desgl.	30,00	8,50	1,00	=	desgl.	2	1	2200	25,50	8,00	im	Bau	8,00

Die angegebene Senkung ist sogleich nach dem Abrüsten abgenommen ohne Rücksicht auf die schon vorher bei der noch mit Rüstung versehenen Brücke vorgekommenen und von der Art der Lehrbögen, ihrer Aufstellung, Construction und Holzbeschaffenheit abhängigen Senkung, welche bei den Pariser Brücken zwischen 2 und 11 Centimeter betrug.

Natürlich nehmen die erwähnten Senkungen ab, je später die Lehrbögen abgenommen werden und je weniger der Bogen überhöht war, aber man sollte auch noch auf die Verschiedenheit der Temperatur bei der Abrüstung und während des Baues, und auf die Verschiedenheit der Ueberhöhung und die Reihenfolge der Ausrüstung der zu einer Brücke gehörigen verschiedenen Bögen Rücksicht nehmen.

In Paris kostet diese Art Brücken ziemlich gleichförmig 320 Francs pro Quadratmeter, wenn man blos das Gewölbe zwischen den Widerlagern rechnet.

Experimentelle Untersuchungen über die Schleußenthore.

Von

Chevallier.

Die Schleußenthore bestehen aus horizontalem Riegelwerk mit einer Bekleidung. Die Riegel liegen entweder unten näher beisammen oder in gleichen Abständen. Die Bekleidung läuft entweder diagonal oder vertical und im letzteren Falle durchaus oder unterbrochen. Der Zweck dieser Abhandlung ist, zu zeigen, daß die Thorriegel gleichweit von einander abstehen müssen, daß man für jeden den Druck angeben kann, daß die Bekleidung vertical und continuirlich sein muß oder durch verticale Stiele zu verstärken ist, und daß ihre Steifheit von großem Einfluß auf die Widerstandsfähigkeit des Thores und die Vertheilung des Druckes ist.

In Bezug auf Belastung eines prismatischen Balkens, der an beiden Enden aufruht, hat man folgende 4 Fälle untersucht:

1. Die Last ruht im Mittel der Tragweite;
2. drei gleiche Gewichte sind in den Vierteln angebracht;

3. die Laſt iſt gleichförmig vertheilt;
4. die Laſt wächſt von einem Ende zum anderen von Null an proportional dem Waſſerdrucke.

Die Theorie*) giebt hierfür folgendes Verhältniß der Pfeilhöhen im Mittel:

24 : 19 : 15 : 15,

und wenn man den Balken vom Mittel aus nach beiden Enden hin in 10 Theile theilt und die Einbiegungen berechnet in Theilen des Pfeiles in der Mitte, ſo erhält man folgende Tabelle:

Tabelle I.

Ordinaten in Theilen der Einbiegung im Mittel.

Abſciſſen als Theile der halben Tragweite vom Mittel aus	(1) Laſt im Mittel	(2) 3 gleiche Gewichte in den Vierteln	(3) gleichförmige Belaſtung	(4) Belaſtung nach Art des Waſſerdruckes
1,0	—	—	—	—
0,9	0,1495	0,1573	0,1592	0,1488
0,8	0,2960	0,3107	0,3139	0,2944
0,7	0,4365	0,4566	0,4600	0,4337
0,6	0,5680	0,5912	0,5939	0,5636
0,5	0,6875	0,7105	0,7125	0,6813
0,4	0,7920	0,8114	0,8131	0,7839
0,3	0,8785	0,8920	0,8936	0,8691
0,2	0,9440	0,9512	0,9523	0,9347
0,1	0,9855	0,9867	0,9880	0,9788
0,0	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
0,1	0,9855	0,9876	0,9880	0,9972
0,2	0,9440	0,9512	0,9523	0,9699
0,3	0,8785	0,8920	0,8936	0,9181
0,4	0,7920	0,8114	0,8131	0,8423
0,5	0,6875	0,7105	0,7125	0,7438
0,6	0,5680	0,5912	0,5939	0,6242
0,7	0,4365	0,4566	0,4600	0,4863
0,8	0,2960	0,3107	0,3139	0,3364
0,9	0,1495	0,1573	0,1592	0,1696
1,0	—	—	—	—

Verzeichnet man aus dieſen Coordinaten Curven, ſo fallen die Curven für den 2. und 3. Fall faſt zuſammen, da die größte Differenz nur $\frac{1}{1300}$ des Pfeiles im Mittel beträgt. Beim 4. Fall iſt die Curve unſymmetriſch, aber bei gleichem Abſtande vom Mittel iſt die größte Differenz nur $\frac{3}{100}$ des Pfeiles im Mittel. Die größte Einbiegung findet bei 0,0387 vom Mittel ſtatt, unterſcheidet ſich aber von der Einbiegung unter gleichförmiger Belaſtung im Mittel blos um 0,0018 Proc.**)

*) Siehe Anmerkung 1.
**) Siehe Anmerkung 2.

Verſuche mit Stäben von Tannenholz, bei denen für Fall 3 zehn gleiche Gewichte in gleichen Abſtänden und für Fall 4 zehn wachſende Gewichte in gleichen Abſtänden aufgelegt wurden ergeben bei 4 Centimeter Stärke im Quadrat, 2,2 Meter Länge, 1,725 Kilogrammen Gewicht und 2 Meter Tragweite folgende Reſultate:

Tabelle II.

Länge von d. Mitte ab	30 Kilogr. im Mittel Einbiegung		40 Kil. im Mittel Einbiegung		10 Kil. in jedem Viertel Einbiegung	
	mittlere	berechnete	mittlere	berechnete	mittlere	berechnete
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
0,0	25,40	25,40	33,60	33,60	20,00	20,00
0,1	24,95	25,03	33,15	33,11	19,53	19,75
0,2	23,93	23,98	31,65	31,72	18,90	19,02
0,3	22,25	22,31	29,48	29,52	17,53	17,84
0,4	19,83	20,12	26,35	26,61	15,93	16,23
0,5	17,05	17,46	22,98	23,17	13,83	14,21
0,6	14,10	14,43	18,90	19,08	11,50	11,82
0,7	10,88	11,09	14,53	14,67	8,83	9,13
0,8	7,28	7,52	9,80	9,95	6,00	6,22
0,9	3,80	3,80	5,15	5,02	3,13	3,15
1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Vergleichung der Einbiegung im Mittel						
	25,40	25,29	33,60	33,72	20,00	20,02

Ein zweiter Stab von 2,2 Meter Länge, 4 Centimeter Stärke im Quadrat, 1,85 Kilogr. Gewicht und 2 Meter Tragweite gab:

Tabelle III.

Länge vom Mittel ab	Belaſtung: 30 Kilogr. im Mittel Einbiegung		10 Kilogr. im Viertel Einbiegung	
	mittlere	berechnete	mittlere	berechnete
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
0,0	18,75	18,75	14,50	14,70
0,1	18,55	18,48	14,50	14,52
0,2	17,85	17,70	14,08	13,98
0,3	16,65	16,47	13,20	13,11
0,4	14,95	14,85	11,90	11,93
0,5	13,05	12,89	10,43	10,45
0,6	10,85	10,65	8,70	8,69
0,7	8,40	8,18	6,73	6,71
0,8	5,53	5,55	4,48	4,57
0,9	2,95	2,80	2,35	2,31
1,0	0,00	—	—	—
Vergleichung der Einbiegung im Mittel.				
	18,75	18,55	14,50	14,69

Tabelle IV.

Länge vom Ende ab	Belastung: 3 Kilogr. in jedem Zehntel — Einbiegung: mittlere	3 Kilogr. in jedem Zehntel — Einbiegung: berechnete	Belastung: 0,3k — 0,9k — 1,5k — 2,1k — 2,7k — 3,3k bis 5,7k in den Zehntelmitteln — Einbiegung: mittlere	0,3k — 0,9k — 1,5k — 2,1k — 2,7k — 3,3k bis 5,7k in den Zehntelmitteln — Einbiegung: berechnete
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
1,0	—	—	—	—
0,8	3,60	3,61	3,45	3,44
0,6	6,80	6,83	6,73	6,59
0,4	9,28	9,35	8,80	9,18
0,2	10,98	10,95	11,10	10,94
0,0	11,45	11,50	11,70	11,70
0,2	10,98	10,95	11,45	11,35
0,4	9,28	9,35	9,95	9,86
0,6	6,80	6,83	7,45	7,30
0,8	3,60	3,61	4,00	3,90
1,0	—	—	—	—
Vergleichung der Einbiegung im Mittel.				
	11,45	11,60	11,70	11,60

Die berechneten Werthe wurden erhalten, indem man den beobachteten Pfeil im Mittel oder einen wahrscheinlichsten Werth dafür zu Grunde legte. Die Vergleichswerthe sind so gewählt, daß sie der Theorie und auch den Versuchen möglichst gut entsprechen. Die beobachteten Einbiegungen in den 3 ersten Fällen sind die Mittel aus den Einbiegungen auf beiden Seiten der Mitte und im 4. Falle sind sie die Mittel aus den beobachteten Werthen, wenn man einmal die Gewichte von links nach rechts und dann von rechts nach links wachsen läßt.

Die Uebereinstimmung zwischen Versuch und Rechnung zeigt, daß man, wenn man den Pfeil im Mittel für eine bestimmte Belastung kennt, jeden anderen Pfeil für jede beliebige Combination sicher berechnen kann.*)

Zur Erörterung der speciellen Frage über die Verriegelung der Schleußenthore wurden blos Versuche mit einem einfachen Thore gemacht, so daß über den Druck, welchen bei Stemmthoren die beiden Flügel auf einander ausüben, kein Aufschluß erlangt wird, auch ist derselbe in horizontaler Lage geprüft worden, so daß der Einfluß des Eigengewichtes ausfällt.

Das Modell wurde aus 4 Centimeter hohen und 2,15 Meter langen Stäben hergestellt, welche von derselben Pfoste getrennt waren und deren Breite so genommen wurde, daß sie bei 2 Meter Tragweite unter 16 Kilogrammen Belastung im Mittel eine Pfeilhöhe von 16 Millimeter im Mittel zeigten. Die Breite schwankte zwischen 23,6 und 31,5 Millimeter, also im Verhältniß von 3 zu 4.**) Diese Stäbe ruhten auf zwei solid befestigten horizontalen und parallelen Eisenstäben auf, deren Berührungsflächen abgerundet waren und zwischen den vortretenden Kanten 2 Meter Tragweite ließen. Sie repräsentirten also die beiden Säulen. Der Schwellrahm wurde durch eine feste blecherne Leiste vertreten, welche um die Stabstärke, also um 4 Centimeter über die Eisenstäbe vorragte. Für die Riegel wurden vier Combinationen versucht, wobei der oberste (der obere Rahmen) mit seiner oberen Fläche stets 1 Meter über dem Schwellrahmen lag, nämlich:

1. Die Höhe von 1 Meter war in 10 gleiche Theile getheilt und die oberen Flächen der 10 Riegel lagen in diesen Theilpunkten, was als gleichförmige Vertheilung der Riegel angesehen ward;

2. die Höhe war in 10 ungleiche Theile getheilt, welche das Wasser gleichförmig gedrückt haben würde, wenn der Spiegel bis an den oberen Rahmen gestanden hätte, und jeder Riegel war in solcher Höhe gelegt, daß seine obere Fläche in einen Theilpunkt fiel, was die dem Wasserdrucke proportionale Vertheilung sein soll;

3. die Höhe von 1 Meter war in fünf gleiche Theile getheilt und mit 5 Riegeln nach Art 1 versehen;

4. es wurden nur 2 eichene Riegel genommen, welche aber so stark waren, daß sie sich nur um $^2/_3$ Millimeter pro Kilogramm einbogen, und hiervon bildete der eine den oberen Rahmen, der andere lag mit seiner oberen Fläche 0,5 Meter über der Schwelle, also in der halben Höhe.

Um die Bekleidung herzustellen wurden aus einem scheinbar ganz homogenen Stück Tannenholz Latten von 4 Centimeter Breite und 0,5, 1, 2, 3, 4 Centimeter Stärke getrennt, welche bei wiederholten Biegungsversuchen unter 1 Meter Tragweite folgende Resultate gaben:

Tabelle V.

Stärke gemessen	Gewicht pro Meter	Belastung im Mittel	Zahl der Versuche	Mittlere Einbiegung pro Kilogr. im Mittel	Berechnete Stärke
Centim.	Kilogr.	Kilogr.		Millim.	Centim.
0,5	0,10	0,5	3	45,5	0,525
1,0	0,18	2,0	5	6,47	1,006
2,0	0,38	12,0	8	0,773	2,043
3,0	0,58	28,0	7	0,240	3,017
4,0	0,76	40,0	7	0,108	4,000

Die Werthe der letzten Columne sind nach der Beobachtung mit dem 4 Centimeter starken Stabe unter der theoretischen Voraussetzung berechnet, daß die Einbiegungen den Cuben der Stärken proportional seien.

Diese Bekleidung von circa 1,16 Meter langen Leisten wurde auf verschiedene Weise quer gegen die Riegel und

*) Vergl. Anmerkung 8. — **) Vergl. Anmerkung 4.

Schwelle gelegt, berührten aber stets mit dem oberen Ende den obersten Rahmen und ragten also über die feste Leiste, welche als Schwelle diente, ungefähr 16 Centimeter hervor. Man versuchte folgende vier Dispositionen:

1. eine einzige Leiste wurde einfach auf die Mitte der Riegel gelegt;

2. eine einzige Leiste war im Mittel auf den Riegeln festgebunden und lag einfach auf der Schwelle auf;

3. eine einzige Leiste war auf Schwelle und Riegeln im Mittel festgebunden;

4. drei Leisten von gleicher Biegsamkeit waren in den Vierteln der Riegel und Schwelle festgebunden.

Die erste Methode giebt zu wenig die Verhältnisse der aufgenagelten Bekleidung wieder, daher sind diese Versuche nicht näher angeführt. Bei der 2. Art war die Verbindung in der Art hergestellt, daß in diagonaler Richtung über die Leisten und unter die Riegel schwache tännene Stäbe gelegt und an den Enden durch Eisendraht zusammen gewunden wurden. Weil aber die Verbindung nicht auch mit der Schwelle hergestellt war, während doch die Thore unter dem Wasserdrucke wie fest verbunden mit der Schwelle erscheinen, so sind auch diese Versuche, die übrigens nur wenig von denen der 3. Methode differiren, übergangen.

Bei der 3. Methode sind die erwähnten Mängel beseitigt, aber da die Belastung nur im Mittel erfolgte, so waren die Verhältnisse ganz verschieden von denjenigen angespannter Schleußenthore, wo die Bekleidung den Druck über die ganze Breite vertheilt. Die Ergebnisse dieser Versuche dürften also blos den Fall darstellen, wo das Thor durch einen Mittelstiel verstärkt ist und die Bekleidung nur genügende Stärke hat, um das Wasser abzuhalten. Eine vollständige Bekleidung hätte aber für die Versuche zu große Schwierigkeiten gemacht, daher wurde die annähernd identische Methode mit drei in den Vierteln aufgebrachten gleichen Gewichten angewendet, welche 4. Methode leider nicht genügend vollständigen Versuchen unterworfen wurde. Um endlich die Einflüsse einer Absteifung des oberen Rahmens kennen zu lernen, ist dieser an der Stelle der drei Leisten unterstützt worden.

Die Experimente wurden in folgender Weise angestellt: Nachdem jede Leiste der Bekleidung (Pfoste) von dem oberen Rahmen aus in Abtheilungen von 10 Centimeter eingetheilt worden war, trug man die Theilpunkte an ebensoviel festen Punkten an und legte nun Gewichte auf, welche nach Art des Wasserdruckes zunahmen, z. B. bei einer einzigen Pfoste wurde

im	Mittel	der	höchsten	Abtheilung	aufgelegt	1	Kilogr.
"	"	"	zweiten	"	"	3	"
"	"	"	dritten	"	"	5	"
"	"	"	vierten	"	"	7	"
"	"	"	fünften	"	"	9	"
					Uebertrag	25	Kilogr.
im	Mittel	der	sechsten	Abtheilung	aufgelegt	11	"
"	"	"	siebenten	"	"	13	"
"	"	"	achten	"	"	15	"
"	"	"	neunten	"	"	17	"
"	"	"	untersten	"	"	19	"
					Summa	100	Kilogr.

und um möglichst den Vorgang beim Anspannen des Wassers nachzuahmen, so wurde zuerst die zehnte Abtheilung mit 2 Kilogrammen, dann nochmals mit 2 Kilogrammen und außerdem die 9. mit 2 Kilogrammen, hierauf die 10. wieder mit 2 Kilogrammen, die 9. wieder mit 2 Kilogrammen und die 8. ebenfalls mit 2 Kilogrammen belastet u. s. w., bis man zuletzt jede Abtheilung noch mit 1 Kilogramm belastete. Hierauf beobachtete man die Einbiegung bei jedem Theilpunkte, entlud sodann in umgekehrter Weise diese Punkte und beobachtete, ob sie genau in ihre anfängliche Lage zurückkehrten. Daneben wurde controlirt, ob sich auch die Auflagerungspunkte der Riegel und Schwelle nicht verändert hatten. Die Pfosten wurden nun mit 50 Kilogrammen belastet, wobei genau ebenso, aber bei halb so großen Auflagen, verfahren wurde. Ueberall zeigte sich die wünschenswertheste Regelmäßigkeit; jeder Versuch wurde mindestens doppelt gemacht, und die Einbiegungen bis auf Zehntel-Millimeter beobachtet, so daß durch die Mittelwerthe sich noch Hundertel ergaben.

Es ließen sich nun hieraus die Ergebnisse in folgender Art ableiten. Erinnert man sich, daß jeder Riegel sich pro Kilogramm Belastung im Mittel um 1 Millimeter einbog, so sieht man, daß bei einer einzigen Pfoste im Mittel und 100 Kilogrammen Belastung die Einsenkung in Millimetern den durch die Pfoste auf jeden Theilpunkt übertragenen Druck in Hunderteln der ganzen Last repräsentirte, und daß die Summe aller Drucke in den Riegeln von 100 abgezogen, den von der Schwelle aufgenommenen Druck als Rest läßt. Für 50 Kilogramme Belastung leiten sich die analogen Resultate eben so leicht ab, und durch wechselweise Belastung mit 100 und 50 Kilogrammen ließ sich die Proportionalität der Einbiegungen zu den Belastungen nachweisen.*) Bei den eichenen Riegeln war auf ihre größere Widerstandsfähigkeit Rücksicht zu nehmen, welcher zufolge die Drücke in Hunderteln ziemlich das $^3/_2$fache der Einbiegungen in Millimetern waren. Für den Fall, wo 3 Pfosten in den Vierteln der Riegel befestigt und mit je 50 Kilogrammen belastet waren, ist zu bemerken, daß ein in den Vierteln mit gleichen Gewichten belasteter Balken der Theorie nach $\frac{19}{24}$ von der Einbiegung annimmt, welche er zeigen würde, wenn die Summe dieser Gewichte im Mittel angebracht wäre, was auch die Tafeln II. und III

*) Vergl. Anmerkung 5.

annähernd nachweiſen, und da dieſe Laſt hier 150 Kilogr. beträgt, ſtatt 100, ſo ſind die Pfeilhöhen um die Hälfte zu vermehren, es wird alſo die Summe der Einbiegungen der unbekleideten Riegel, welche bei 100 Kilogrammen im Mittel 100 Millimeter betragen hätte, alsdann bei 50 Kilogr. in jedem Viertel betragen $\frac{3}{2} \cdot \frac{19}{24} \cdot 100 = 118{,}75$ Millimeter. Dieſe Zahl entſpricht der durch 100 repräſentirten Geſammtbelaſtung und ſonach ſind die im Mittel beobachteten Einbiegungen mit 1,1875 zu dividiren, um in Hunderteln der ganzen Laſt diejenige Laſt zu finden, welche von jedem Riegel getragen wird. Durch Beobachtungen an einem Syſteme mit 3 Pfoſten wurde feſtgeſtellt, daß die Einbiegungen jedes Riegels unter den Pfoſten an der Seite ungefähr 0,71 von der Einbiegung im Mittel betrugen, ſo wie es die Theorie und das Experiment für einzelne ebenſo belaſtete Balken nachweiſt (Tabelle I, II, III und Anmerkung 6). Endlich in dem Falle, wo der obere Rahmen geſtützt iſt, konnte man die von jedem Riegel aufgenommenen Drücke direct erhalten, dagegen den Druck auf die Schwelle nicht auf die vorige Weiſe beſtimmen, weil die Differenz zwiſchen der ganzen Belaſtung und der Summe der Drücke in den Riegeln außer dem Drucke auf die Schwelle auch noch den Druck auf die im oberen Rahmen auf die Stützen ausgeübten Drücke umfaßt.

Aus allen Verſuchen geht hervor, daß innerhalb gewiſſer Grenzen ein und daſſelbe (einfache oder zuſammengeſetzte) Syſtem Einbiegungen annimmt, welche den Belaſtungen ziemlich proportional ſind. Iſt alſo ein Syſtem aus zwei ähnlichen Syſtemen A und B zuſammengeſetzt und würde A unter dem Drucke P den Pfeil g, B die Einbiegung h und A + B die Einbiegung f annehmen, ſo wird das Syſtem A in dem zuſammengeſetzten Syſteme ein Bruchtheil der Belaſtung $= \frac{f}{g} P$, das Syſtem B den Bruchtheil $\frac{f}{h} P$ aufnehmen, und man hat

$$\frac{f}{g} P + \frac{f}{h} P = P \quad \text{oder} \quad \frac{1}{f} = \frac{1}{g} + \frac{1}{h}.$$

Da ſich dieſer Schluß auch auf noch zuſammengeſetztere Syſteme ausdehnen läßt, ſo kann man ſagen, daß bei jedem aus mehreren ähnlichen Syſtemen zuſammengeſetzten Syſteme die relative Einbiegung, welche das zuſammengeſetzte Syſtem unter einem beſtimmten Drucke erleidet, gleich iſt der Summe der relativen Einbiegungen, welche jedes partielle Syſtem allein unter derſelben Belaſtung annehmen würde. Dieſe relativen Einbiegungen ſtellen alſo die Widerſtandsfähigkeit oder Steifheit eines Syſtemes dar.

Bei den Verſuchen iſt die Belaſtung von 100 Kilogr. als Einheit aufgeführt. Unter dieſer Belaſtung im Mittel hatten ſich die 10 Riegel allein um 10 Millimeter eingebogen, alſo wird ihre Steifheit gemeſſen durch $\frac{100}{10} = 10$. Für fünf ebenſo belaſtete Riegel iſt die Steifheit nur 5. Die beiden eichenen Riegel hatten ſich unter gleicher Belaſtung nur um $\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 100$ Millimeter eingebogen, alſo wird ihre Steifheit ſein $\frac{100}{\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 100} = 3$. Die 10 Riegel mit 100 Kilogrammen in drei gleichen Dritteln in den Vierteln der Länge belaſtet, würden ſich um $10 \cdot \frac{19}{24}$ Millimeter eingebogen haben, ihre Steifheit iſt ſonach $\frac{100}{10 \cdot \frac{19}{24}} = 12{,}632$, und für fünf ebenſo belaſtete Riegel erhält man 6,316. Für die Pfoſten beziehen ſich die Einbiegungen auf den Druck von 1 Kilogramm im Mittel jeder Abtheilung, und da die 100 Kilogramme proportional dem Drucke vertheilt ſind, ſo würden die Einbiegungen $100 \cdot \frac{15}{24}$ von den angegebenen Einbiegungen ſein, es iſt alſo

die Steifheit einer			0,5	Centimeter	dicken	Pfoſte	0,035
"	"	"	1	"	"	"	0,247
"	"	"	2	"	"	"	2,070
"	"	"	3	"	"	"	6,667
"	"	"	4	"	"	"	15,534
"	"	von drei	1	"	"	"	0,741
"	"	"	2	"	"	"	6,210
"	"	"	3	"	"	"	20,000

und wenn man die Steifheit der Riegel mit 100 bezeichnet, ſo ergiebt ſich die relative Steifheit der Bekleidung wie folgt:

Tabelle VI.

Zahl der Pfoſten	Dicke der Pfoſte	Relative Steifheit bei 10 Riegeln	5 Riegeln	2 Riegeln
1.	0,5	0,35	0,70	
	1,0	2,47	4,94	
	2,0	20,70	41,40	69,00
	3,0	66,67	133,34	222,23
	4,0	155,34	319,68	517,80
3.	1,0	5,87		
	2,0	49,16	98,32	
	3,0	158,33		

Man könnte andererſeits zur Vergleichung der verſchiedenen Syſteme den theoretiſchen Lehrſatz, daß ſich die Einbiegungen umgekehrt wie die Cuben der Dicken verhalten, anwenden, was aber nur bei ganz homogenen Körpern ſich bewahrheitet. Man kann alsdann die verſchiedenen Combinationen auf ein Syſtem von Riegeln mit einer

constanten Steifheit und unter der Belaſtung einer einzigen gleichförmig breiten Pfoſte beziehen und erhält als entſprechende Stärke dieſer Pfoſte:

Tabelle VII.

Zahl der Pfoſten	Dicke der Pfoſten	Aequivalente Stärke einer einzigen Pfoſte bei 10 Riegeln	5 Riegeln	2 Riegeln
	Centim.	Centim.	Centim.	Centim.
1.	0,5	0,525	0,662	
	1	1,006	1,268	
	2	2,043	2,574	3,052
	3	3,017	3,801	4,507
	4	4,000	5,040	5,975
3.	1	1,343		
	2	2,726	3,434	
	3	4,026		

Die nachſtehenden Tabellen geben die mittleren Reſultate der Verſuche, bei deren Aufſtellung die Stärke der Pfoſte als Veränderliche gilt.

Tabelle VIII.

Zehn Riegel in zum Drucke proportionellen Abſtänden, mit einer einzigen im Mittel der Riegel und der Schwelle befeſtigten Pfoſte.

Abſtand der Punkte von der Schwelle	Einbiegungen unter 100 Kilogr. Belaſtung bei einer Pfoſtenſtärke von 4 Centim.	3 Centim.	2 Centim.	1 Centim.	0,5 Ctm.
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
1,0	12,67	11,06	7,84	3,76	2,01
0,9	12,10	11,13	8,64	7,11	9,23
0,8	11,39	11,13	9,80	9,70	13,61
0,7	10,59	10,98	10,63	11,05	12,98
0,6	9,74	10,49	10,79	11,54	12,01
0,5	8,50	9,66	10,71	11,49	11,16
0,4	7,20	8,45	10,00	11,10	10,79
0,3	5,70	7,03	8,54	10,33	11,01
0,2	4,03	5,06	6,41	8,66	10,36
0,1	2,09	2,99	3,58	5,11	7,43

Tabelle IX.

Zahl des Riegels von der Schwelle ab	Abſtand des Obertheiles des Riegels von der Schwelle	Druck, entſprechend der Einbiegung bei der Pfoſtenſtärke von 4 Centim.	3 Centim.	2 Ctm.	1 Ctm.	0,5 Ctm.
	Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
10	1,000	12,76	11,06	7,85	3,76	2,01
9	0,684	10,46	10,92	10,67	11,16	12,79
8	0,553	9,19	10,14	10,80	11,57	11,58
	Uebertrag	32,41	32,12	28,82	26,49	26,38
7	0,452	7,90	9,11	10,45	11,35	10,92
6	0,368	6,73	8,03	9,59	10,91	10,87
5	0,293	5,59	6,91	8,40	10,24	10,99
4	0,225	4,46	5,58	6,98	9,17	10,62
3	0,168	3,33	4,34	5,43	7,51	9,59
2	0,106	2,21	3,12	3,76	5,35	7,66
1	0,051	1,08	1,69	1,92	2,78	4,48
Schwelle	0,000	36,29	29,11	24,66	16,20	8,49
	Totaldruck	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Tabelle X.

Zehn Riegel in gleichförmigem Abſtande und eine auf den Riegeln und der Schwelle im Mittel befeſtigte Pfoſte.

Abſtand von der Schwelle der Punkte und des Obertheiles der Riegel	Einbiegungen unter 100 Kilogr. Druck oder Druck in Hunderteln der Laſt für eine Pfoſtenſtärke von 4 Centim.	3 Centim.	2 Centim.	1 Centim.	0,5 Ctm.
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
1,0	6,79	5,03	2,20	0,00	0,03
0,9	6,84	5,81	4,01	2,28	2,09
0,8	6,86	6,65	5,83	4,46	4,14
0,7	6,79	7,19	7,51	6,84	6,13
0,6	6,69	7,64	8,79	9,25	8,10
0,5	6,24	7,74	9,71	11,43	10,21
0,4	5,63	7,39	9,92	13,06	12,53
0,3	4,66	6,40	9,11	13,48	14,40
0,2	3,46	4,86	7,11	11,73	14,44
0,1	1,96	2,70	4,00	7,36	15,39
Druck auf die Schwelle	44,08	38,59	31,31	20,11	12,54

Tabelle XI.

Fünf Riegel in gleichförmigem Abstande und eine auf den Riegeln und der Schwelle im Mittel befestigte Pfoste.

Abstand der Punkte und des Obertheiles der Riegel von der Schwelle	Einbiegungen unter 100 Kilogr. Druck oder Druck in Hunderteln der Last für eine Pfostenstärke von				
	4 Centim.	3 Centim.	2 Centim.	1 Centim.	0,5 Ctm.
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
1,0	13,51	11,11	6,26	1,03	1,38
0,8	12,56	12,31	11,61	9,65	8,67
0,6	11,08	12,79	15,60	18,48	16,90
0,4	8,64	11,14	16,20	23,55	24,97
0,2	4,86	6,75	10,75	18,60	25,73
Druck auf die Schwelle	49,35	45,90	39,58	28,69	22,35

Für die Pfosten von 1 und 0,5 Stärke betrug die Belastung nur 50 Kilogramme, statt 100, doch sind in der Tabelle die doppelten Einbiegungen aufgeführt.

Tabelle XII.

Zehn Riegel in gleichen Abständen und eine auf den Riegeln und der Schwelle im Mittel befestigte Pfoste.

Abstand der beobachteten Punkte und des Obertheiles der Riegel von der Schwelle	Einbiegungen einer Pfoste von einer Stärke von			Druck übertragen von einer Pfoste von der Stärke von		
	4 Ctm.	3 Ctm.	2 Ctm.	4 Centim.	3 Centim.	2 Centim.
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Hundertel	Hundertel	Hundertel
1,0	17,6	15,3	10,15	26,6	23,1	15,4
0,5	12,8	15,7	23,25	19,4	23,7	34,5
Schwelle	—	—	—	54,0	53,2	50,1

Die Drücke in Hunderteln sind nicht genau $^2/_3$ der beobachteten Einbiegungen in Millimetern, weil die Verhältnisse zwischen den Drücken und den Einbiegungen der isolirten Riegel leichte Variationen zeigten und hieraus die passendsten auszuwählen waren.

Tabelle XIII.

Zehn Riegel in gleichen Abständen und drei in den Vierteln der Riegel und Schwelle befestigte Pfosten.

Abstand der beobachteten Punkte und des Obertheiles der Riegel von der Schwelle	Einbiegungen der mittelsten Pfoste bei der Stärke von			Druck übertragen durch drei Pfosten von der Stärke von		
	3 Ctm.	2 Ctm.	1 Ctm.	3 Centim.	2 Centim.	1 Centim.
Meter	Millim.	Millim.	Millim.	Hundertel	Hundertel	Hundertel
1,0	8,06	4,45	0,80	6,79	3,75	0,67
0,9	8,20	5,89	3,39	6,91	4,96	2,85
0,8	8,20	7,20	5,95	6,91	6,06	5,01
0,7	8,24	8,39	8,48	6,94	7,07	7,14
0,6	8,19	9,23	10,48	6,90	7,77	8,82
0,5	7,55	9,75	12,99	6,36	8,21	10,94
0,4	6,70	9,51	14,03	5,64	8,08	11,81
0,3	5,78	8,60	13,58	4,87	7,24	11,44
0,2	4,21	6,43	11,19	3,55	5,41	9,35
0,1	2,34	3,73	6,23	1,97	3,14	5,25
Schwelle	=	=	=	43,16	38,31	26,72

Tabelle XIV.

Fünf Riegel in gleichen Abständen und drei in den Vierteln der Riegel und Schwelle befestigte Pfosten von 2 Centimeter Stärke.

Abstand der beobachteten Punkte und des Obertheiles der Riegel von der Schwelle	Einbiegungen der mittelsten Pfoste	Druck, der von den Pfosten übertragen ward
Meter	Millim.	Hundertel
1,0	10,75	9,04
0,8	13,84	11,64
0,6	15,63	13,15
0,4	14,75	12,40
0,2	9,36	7,87
Schwelle	=	45,90

Tabelle XV.

Zehn Riegel in gleichen Abständen und 3 in den Vierteln der Riegel und Schwelle befestigte, 3 Centimeter starke Pfosten bei unterstütztem oberen Rahmen.

Abstand der beobachteten Punkte und des Obertheiles der Riegel von der Schwelle	Einbiegungen der mittleren Pfoste	Uebertragener Druck	Druck ohne Steifen Tabelle XIII	Differenz
Millim.	Millim.	Hundertel	Hundertel	Hundertel
1,0	1,18	0,99	6,79	5,80
0,9	2,58	2,17	6,91	4,74
0,8	3,83	3,23	6,91	3,68
0,7	4,84	4,08	6,94	2,86
0,6	5,55	4,67	6,90	2,23
0,5	5,71	4,81	6,36	1,55
0,4	5,56	4,68	5,64	0,96
0,3	4,83	4,07	4,87	0,80
0,2	3,63	3,06	3,55	0,49
0,1	2,08	1,75	1,97	0,22
Summe		33,51	56,84	23,33

Bei diesen Versuchen hat man vorzüglich vier Punkte ins Auge zu fassen:

1. den Druck des am meisten belasteten Riegels;
2. die Lage dieses Riegels (des gefährlichen Punktes) über der Schwelle;
3. die Belastung des oberen Rahms, welcher am meisten gedrückt sein kann;
4. den Druck über der Schwelle.

Diese Dinge hängen eng zusammen, denn einmal hängt der über die Riegel vertheilte Druck von dem von der Schwelle aufgenommenen Drucke ab, und dann verursacht die Biegung des oberen Rahms eine Biegung der Bekleidung und verändert hierdurch die Lage und Größe des Punktes, wo die größte Biegung stattfindet. Man kann übrigens Grenzwerthe angeben, innerhalb welcher diese 4 Größen liegen müssen, wenn man für die Bekleidung einmal eine so geringe Stärke annimmt, daß ihre Biegsamkeit außerordentlich groß ist und zweitens eine so große Stärke, daß kaum noch Biegsamkeit vorhanden ist. Die erstere Hypothese wurde zeither zu Grunde gelegt, wo man bei Berechnung der Riegelstärken ganz von der Bekleidung absah. Sie ist aber nur in dem Falle richtig, wo die Bekleidung blos die Zwischenräume zwischen den Riegeln ausfüllt und in Falze eingeschoben ist. Hat man n gleich weit entfernte Riegel, exclusive Schwellrahm, so beträgt der Zwischenraum $\frac{1}{n}$ der Höhe und bei unendlicher Biegsamkeit der Bekleidung wird der Druck unverändert auf die Riegel übertragen, derselbe wird also im oberen Zwischenraume $\frac{1}{n^2}$ des ganzen Druckes, im unteren Zwischenraume $2.\frac{n-1}{n^2}+\frac{1}{n^2}$ und im anstoßenden Zwischenraume $2\cdot\frac{n-2}{n^2}+\frac{1}{n^2}$ vom ganzen Drucke betragen. Der Maximaldruck wird statthaben auf die der Schwelle nächstgelegenen Riegel, nämlich

$$\frac{n-2}{n^2}+\frac{2}{3}\cdot\frac{1}{n^2}+\frac{n-1}{n^2}+\frac{1}{3}\cdot\frac{1}{n^2}=\frac{2(n-1)}{n^2}$$

vom ganzen Drucke, und der Druck auf die Schwelle beträgt

$$\frac{n-1}{n^2}+\frac{2}{3}\frac{1}{n^2}=\frac{3n-1}{3n^2},$$

endlich der Druck auf den oberen Rahm $\frac{1}{3n^2}$.

Bei unendlich kleiner Biegsamkeit der Bekleidung würde die Mitte der Riegel nicht nach einer Curve, sondern nach einer geraden Linie gebogen sein, also der oberste Rahm die größte Pressung erfahren, deren Werth p sich ergiebt, wenn man das Moment des Totaldruckes in Bezug auf die Schwelle der Summe der Momente der Drücke auf die einzelnen Riegel gleichsetzt. Man hat also

$$1\cdot\frac{1}{3}=p.1+\frac{n-1}{n}\cdot p\cdot\frac{n-1}{n}+\frac{n-2}{n}p.\frac{n-2}{n}+\ldots$$

$$\frac{2}{n}p\cdot\frac{2}{n}+\frac{1}{n}p\cdot\frac{1}{n}=\frac{p}{n^2}\left[n^2+(n-1)^2\right.$$

$$\left.+(n-2)^2+\ldots 2^2+1^2\right]=p\cdot\frac{n(n+1)(2n+1)}{6n^2}$$

und hieraus folgt:

$$p=\frac{2n}{(n+1)(2n+1)}=2\left(\frac{1}{n+1}-\frac{1}{2n+1}\right).$$

Die Summe der partiellen Drücke ist hiernach:

$$p+\frac{n-1}{n}p+\frac{n-2}{n}p+\ldots\frac{2}{n}p+\frac{1}{n}p$$

$$=\frac{p}{n}.\frac{n(n+1)}{2}=\frac{n}{2n+1}$$

und der Druck auf die Schwelle

$$=1-\frac{n}{2n+1}=\frac{n+1}{2n+1}=\frac{1}{2}\left(1+\frac{1}{2n+1}\right).$$

Macht man successiv $n=2$, 5 und 10 und setzt 100 für den Totaldruck ein, so erhält man für beide Fälle:

Tabelle XVI und XVII.

Zahl der Riegel	Druck bei einer Pfostenbekleidung: von unendlich großer Biegsamkeit — auf die Schwelle	von unendlich großer Biegsamkeit — auf die nächsten Riegel (max)	von unendlich großer Biegsamkeit — auf den oberen Rahm	von unendlich kleiner Biegsamkeit — auf die Schwelle	von unendlich kleiner Biegsamkeit — auf den oberen Rahm (max)
2	41,67	50,00	8,33	60,00	26,67
5	18,67	32,00	1,33	54,54	15,15
10	9,67	18,00	0,33	52,38	8,66
desgl. wie bei Wasserdruck	6,04	zweite v. oben 11,38	3,33	43,30	14,56

Die anderen Riegel tragen circa 10.

Dieſe theoretiſchen Ergebniſſe completiren die in nachſtehenden Tabellen zuſammengefaßten Hauptreſultate der Verſuche, wobei eine Bekleidung von der Stärke 0 in der Praxis der unterbrochenen Bekleidung gleichkommt.

Tabelle XVIII.

Hauptreſultate.

Stärke der Bekleidung	Druck auf der Schwelle	Am ſtärkſten belaſtete Riegel: Druck	Lage	Abſtand von der Schwelle	Druck auf den oberen Rahm	Bemerkungen
Eine einzige Pfoſte im Mittel von 10 dem Waſſerdruck proportional vertheilten Riegeln.						
∞	43,40^{k}	14,56^{k}	10	1,0^{m}	14,56^{k}	Rechnung
4^{c}	36,29	12,76	10	1,0	12,76	Beobachtung
3	29,11	11,06	10	1,0	11,06	"
2	24,66	10,80	8	0,553	7,34	"
1	16,20	11,57	8	0,553	3,76	"
0,5	8,49	12,79	9	0,684	2,01	"
0	5,04	11,38	9	0,684	3,33	Rechnung
Eine einzige Pfoſte im Mittel von 10 gleichvertheilten Riegeln.						
∞	52,38	8,66	10	1,0	8,66	Rechnung
4	44,08	6,86	8	0,8	6,79	Beobachtung
3	38,59	7,74	5	0,5	5,03	"
2	31,81	9,92	4	0,4	2,20	"
1	20,11	18,48	3	0,3	0,00	"
0,5	12,54	15,39	1	0,1	0,03	"
0	9,67	18,00	1	0,1	0,33	Rechnung
Eine einzige Pfoſte im Mittel von 5 gleichvertheilten Riegeln.						
∞	54,54	15,15	5	1,0	15,15	Rechnung
4	49,35	13,51	5	1,0	13,51	Beobachtung
3	45,90	12,79	3	0,6	11,11	"
2	39,58	16,20	2	0,4	6,26	"
1	28,69	23,55	2	0,2	1,03	"
0,5	22,35	25,73	1	0,2	1,38	"
0	18,67	32,00	1	0,2	1,33	Rechnung
Eine einzige Pfoſte im Mittel von 2 gleichvertheilten, $1^1/_2$ mal ſo ſtarken Riegeln.						
∞	60,00	26,7	2	1,0	26,7	Rechnung
4	54,00	26,6	2	1,0	26,6	Beobachtung
3	53,20	23,7	1	0,5	23,1	"
2	50,1	34,5	1	0,5	15,4	"
0	41,7	50,0	1	0,5	8,3	Rechnung

Tabelle XIX.

Drei im Viertel der 10 gleichmäßig vertheilten Riegel befeſtigte Pfoſten.						
∞	52,38	8,66	10	1,0	8,66	Rechnung
3	43,16	6,94	7	0,7	6,79	Beobachtung
2	38,31	8,21	5	0,5	3,75	"
1	26,72	11,81	4	0,4	0,67	"
0	9,67	18,00	1	0,1	0,38	Rechnung
Drei im Viertel von 5 gleichmäßig vertheilten Riegeln befeſtigte Pfoſten.						
∞	54,54	15,15	5	1,0	15,15	Rechnung
2	45,90	13,15	3	0,6	9,04	Beobachtung
0	18,67	32,00	1	0,2	1,33	Rechnung

Folgerungen. — Aus vorſtehenden Verſuchen folgt, daß die Schwelle einen mit der Stärke der Bekleidung zunehmenden Theil des Druckes aufnimmt, der übrige Druck ſich aber auf ſehr verſchiedene Weiſe auf die Riegel vertheilt. Der Druck auf den oberen Rahm wächſt ebenfalls mit der Dicke der Bekleidung, wovon nur die ſehr dünnen Bekleidungen, bei denen dieſer Druck ſehr klein ausfällt, eine Ausnahme machen.

Bei derjenigen Vertheilung der Riegel, wo der Druck auf die Zwiſchenräume gleich ausfällt, zeigt ſich der größte Druck bei ſehr dünner Bekleidung auf dem vorletzten Riegel bei 0,684 Meter über der Schwelle, rückt bei ſtärkerer Bekleidung auf den vorvorletzten Riegel bei 0,553 Meter über der Schwelle und iſt dann am geringſten, und bei noch größerer Stärke ſteigt er bis in den oberen Rahm, wo er zu bleiben ſcheint.

Bei gleichmäßig vertheilten Riegeln vermindert ſich mit wachſender Stärke der Bekleidung das Maximum des Druckes und ſteigt von dem nächſten Riegel bei der Schwelle bis in die Nähe des oberen Rahms, nimmt dann einen Minimalwerth an und wächſt endlich wieder ſehr langſam und rückt in den oberen Rahm.

Der Einfluß der Methode der Bekleidung iſt der nämliche für gleichmäßig vertheilte Riegel, und durch die Tafeln VI und VII wird zwiſchen beiden Methoden mit einer einzigen Pfoſte oder mit drei auf die Viertel vertheilten Pfoſten eine Verbindung erhalten.

Nach dieſen Tabellen geben nämlich drei Pfoſten von 3 Centimeter Dicke in den Vierteln der Riegel faſt genau dieſelbe Steifigkeit als eine Pfoſte von 4 Centimeter Dicke in der Mitte, und nach den Verſuchen ſind auch die Vertheilung und Größe des Druckes beinahe identiſch.

Das Syſtem mit 3 Pfoſten von 2 Centimeter Dicke ſteht in der Mitte zwiſchen dem Syſtem mit einer Pfoſte von 2 und 3 Centimeter Stärke, ſowohl in Bezug auf Steifigkeit, als auf die Vertheilung und Größe des Druckes.

Endlich fällt auch das Syſtem mit 3 Pfoſten von 1 Centimeter Dicke zwiſchen die Syſteme mit einer Pfoſte von 1 und 2 Centimeter Stärke hinein. Jedoch muß man hierbei einen Unterſchied ſtatuiren.

Die bei den Verſuchen angewendeten Leiſten ſtellen in der That nicht eigentlich die continuirliche Bekleidung der Schleußenthore dar, ſondern ſind mehr nur den Mittelſtielen zu vergleichen, die man bei größeren Thoren in England anwendet. In Rückſicht auf Oekonomie des Materials ſcheint es alſo vortheilhafter, die Thore durch ſtarke Mittelſtiele zu verſtärken, als durch eine continuirliche Bekleidung, und wiederum iſt ein einziger Mittelſtiel vortheilhafter, als die Vertheilung derſelben Holzmaſſe auf drei in den Vierteln angebrachte Stiele, jedoch iſt letztere Methode aus folgenden Gründen vorzuziehen:

1. Weil ein einziger ſtarker Mittelſtiel die Stärke des Thores anſehnlich vermehrt, während bei krummen Riegeln Seitenſtiele eingelegt werden können, ohne daß die Dicke im Mittel merklich überſchritten wird;

2. weil drei Stiele die Einbiegungen der Riegel auf $\frac{19}{24}$ und die Neigungen dieſer Riegel an den Auflagerungspunkten auf $\frac{5}{6}$ reduciren, alſo dadurch die Verzapfungen in den Säulen weniger angeſtrengt werden;

3. weil mehrere Stücken das ganze Syſtem inniger in Verband bringen als ein einziges.

Dieſelben Betrachtungen gelten natürlich auch für die continuirliche Bekleidung.

Ueber den allgemeinen Effect der Bekleidung gaben die Verſuche zwei bemerkenswerthe Reſultate.

1. Innerhalb gewiſſer Stärken der Bekleidung iſt die Preſſung an gewiſſen Punkten eine conſtante. So iſt bei 3 Pfoſten auf 10 gleichmäßig vertheilten Riegeln der Druck auf den 7. Riegel ungefähr gleich 0,07 des Totaldruckes; auch bei einer einzigen Pfoſte hat man ein gleiches Ergebniß beobachtet, aber mit mehr Abweichungen. Sind die 10 Riegel nach Art des Waſſerdruckes vertheilt, ſo nimmt der vorletzte Riegel (bei 0,684 der Höhe) im Mittel 0,11 des Totaldruckes auf. Bei einer Pfoſte auf 5 gleichmäßig vertheilten Riegeln nimmt der vorletzte Riegel bei 0,8 der Höhe 0,12 des Totaldruckes auf. An dieſen Punkten ſcheint auch der geringſte Werth des partiellen Maximaldruckes vorzukommen.

2. Die Summe der Drücke auf den bei 0,7 der Höhe gelegenen Riegel iſt eine wenig veränderliche Größe, nämlich ungefähr 0,49 des Totaldruckes. Der ſtatiſche Druck des Waſſers beträgt bei 0,71 der Höhe (von oben gerechnet) genau die Hälfte des Totaldruckes, alſo wird dieſes Ergebniß, durch die Art der Vertheilung des Druckes bei den Verſuchen und die Reaction der Schwelle und der Riegel nur wenig modificirt.

Ueber die Vertheilung der Riegel laſſen ſich folgende Schlüſſe ziehen:

Bei der ungleichmäßigen Vertheilung der 10 Riegel ſind die Säulen am unteren Ende durch das ſtärkere Zuſammenrücken der Riegel mehr geſchwächt;

das obere Ende kann den Stößen und Witterungseinflüſſen weniger Widerſtand leiſten, weil es weniger Steifen enthält und die Bekleidung daſelbſt einen dreifach größeren Raum bedeckt;

die Schwelle iſt um $\frac{1}{5}$ weniger belaſtet;

das Maximum des Druckes fällt von dem vorletzten Riegel (bei 0,68 der Höhe über dem Anſchlag) auf den vorvorletzten Riegel (bei 0,55) und ſteigt dann auf den oberen Rahm;

es oscillirt nach den Verſuchen zwiſchen 13 und 11 Procent;

es erhält einen ziemlich conſtanten Werth, welcher in der oberen Hälfte (alſo in der der Abnutzung am meiſten ausgeſetzten Hälfte) liegt;

der obere Rahm hat ſtets einen höheren Druck aufzunehmen;

bei 0,5 und 1 Centimeter Stärke der Bekleidung ſind zwar die Maximaldrücke geringer, fallen aber in die obere Hälfte; ſie ſind übrigens jedenfalls zu gering.

Bei gleichförmiger Vertheilung der 10 Riegel:

Die Zapfenlöcher in den Säulen ſind beſſer vertheilt;

der Obertheil des Thores wird feſter, weil er beſſer abgeſteift und die Bekleidung kürzer gehalten iſt;

die Schwelle iſt um $\frac{1}{4}$ ſtärker belaſtet;

Das Maximum des Druckes ſteigt von dem Schwellrahm bis zum oberen Rahm,

und variirt zwiſchen 15 und 7 Procent;

es läßt ſich ein zweckmäßiges Conſtructionsſyſtem in Bezug auf Lage und Größe des Maximaldruckes combiniren;

der obere Rahm hat ſtets einen geringeren Druck auszuhalten;

bei 0,5 und 1 Centimeter Pfoſtenſtärke reſultirt ein größerer Maximaldruck, aber er liegt im unteren Theile des Thores, doch ſind dieſe Stärken ungenügend.

Kurz, es ſcheint hiernach der gleichmäßigen Vertheilung der Vorzug zu gebühren.

Ueber die Zahl der anzuwendenden gleichförmig vertheilten Riegel läßt ſich in Hinblick auf nachſtehende Tabelle noch Folgendes ſchließen:

Wenn man bei derſelben relativen Steifheit der Riegel und Bekleidung die Zahl der Riegel vermindert, ſo wird

1. der Druck auf die Schwelle vermehrt, alſo derjenige auf die Riegel vermindert;

2. der Druck auf den am ſtärkſten belaſteten Riegel vermindert;

3. der Druck auf den oberen Rahm anfangs vermehrt, bleibt aber nur gering, und wird auch nur dann merklich kleiner, wenn die Steifheit der Bekleidung um die Hälfte größer wird als die Steifheit der Riegel.

Im Allgemeinen ſind dieſe Variationen bei der Reduction von 10 auf 5 Riegel gering, und da gleichzeitig die Conſtruction dadurch erſchwert werden kann, ſo ſind dieſe Vortheile nicht hoch anzuſchlagen.

Aequivalente Dicke der Bekleidung Tabelle VII	Entsprechende Steifheit derselben Tabelle VI	Zahl		Druck auf der Schwelle, Totaldruck = 1	Druck in Theilen des mittleren Druckes		Lage des gefährlichen Riegels in Theilen der Höhe
		der Riegel	der Pfosten		auf den oberen Rahm	auf den gefährlichen Riegel	
0,000	0,00	n		$\frac{1}{n}-\frac{1}{3n^3}$	$\frac{1}{3n}$	$2-\frac{2}{n}$	$\frac{1}{n}$
0,525	0,35	10	1	0,1254	0,003	1,539	0,1
0,662	0,70	5	1	0,2235	0,069	1,287	0,2
1,006	2,47	10	1	0,2011	0,000	1,348	0,3
1,268	4,94	5	1	0,2869	0,052	1,178	0,4
1,343	5,87	10	3	0,2672	0,067	1,181	0,4
2,043	20,70	10	1	0,3181	0,220	0,992	0,4
2,574	41,40	5	1	0,3958	0,313	0,810	0,4
2,726	49,16	10	3	0,3831	0,375	0,821	0,5
3,017	66,67	10	1	0,3859	0,503	0,774	0,5
3,052	69,00	2	1	0,5010	0,308	0,690	0,5
3,434	98,32	5	3	0,4590	0,452	0,658	0,6
3,801	133,34	5	1	0,4590	0,556	0,640	0,6
4,000	155,34	10	1	0,4408	0,679	0,686	0,8
4,026	158,33	10	3	0,4316	0,679	0,694	0,7
4,507	222,23	2	1	0,5320	0,462	0,474	0,5
5,040	310,36	5	1	0,4935	0,758	0,758	1,0
5,975	517,80	2	1	0,5400	0,532	0,532	1,0

Die Reaction der beiden Schleußenthore aufeinander ändert Nichts in Bezug auf die Vertheilung der Riegel. Denn da die Kräfte, welche die Säulen zu biegen ſtreben, in jedem horizontalen Querſchnitte den Kräften proportional ſind, welche auf Biegung der Bekleidung wirken, ſo iſt auch dieſelbe Verriegelung anzuwenden.

Die vorſtehenden Unterſuchungen haben alſo erſtens neue Beweiſe für die Vortheile der gleichförmigen Vertheilung der Riegel geliefert, und zweitens nachgewieſen, daß die Bekleidung keineswegs blos ein unweſentliches Nebending iſt, ſondern auch großen Einfluß auf die Vertheilung des Druckes über die Riegel ausübt.

Die Anwendung einer Bekleidung aus ſich kreuzenden Pfoſten iſt hiernach ganz falſch. Wenn es gilt, große Schleußenthore zu entwerfen, ſo genügt es nicht, blos durch Rechnung den Widerſtand der Riegel zu ermitteln, ſondern man muß durch Verſuche die Einbiegung der Riegel unter demſelben Drucke ermitteln und ſie nach der Biegſamkeit anordnen, um in dem am meiſten belaſteten Riegel keine Veränderung der Elaſticität zu befürchten zu haben, man muß auch ein verticales Syſtem der Bekleidung wählen, deſſen Steifheit die Riegel entlaſtet, ohne das Maximum des Druckes auf den oberen Theil des Thores abzuladen.

Anmerkung 1.

Von den vier in Betracht gezogenen Fällen der Feſtigkeit ſind zwei in jedem Lehrbuch abgehandelt, nämlich der erſte Fall, wo ein im Mittel mit dem Gewichte 2P belaſteter Balken von der Länge 2a an beiden Enden aufruht.

Nach Navier iſt die Curve jeder Hälfte durch die Formel

$$\varepsilon y = P\left(\frac{ax^2}{2}-\frac{x^3}{6}\right)$$

gegeben, wenn man die Coordinaten vom Mittel aus nimmt. Hiernach findet ſich die Einbiegung im Mittel

$$f = \frac{P}{\varepsilon}\cdot\frac{a^3}{3}.$$

Der dritte Fall, wo die Belaſtung gleichförmig über den an beiden Enden frei aufliegenden Balken vertheilt iſt und p pro Längeneinheit beträgt, iſt ebenfalls von Navier abgehandelt und führt auf die Curvengleichung:

$$\varepsilon y = \frac{p}{4}x^2\left(a^2-\frac{x^2}{6}\right)$$

und auf den Ausdruck

$$f = \frac{p}{\varepsilon}\cdot\frac{5a^4}{24}$$

für die Pfeilhöhe im Mittel.

Im zweiten Falle, wo 3 gleiche Gewichte in den Vierteln der Länge aufgehangen ſind, findet man die Einbiegung wie folgt. Der Druck in jedem Auflagerungspunkte beträgt $\frac{3}{2}P$, liegt alſo der betrachtete Punkt im erſten Viertel der Länge $\left(\text{zwiſchen } 0 \text{ und } \frac{a}{2}\right)$, ſo hat man unter Beibehaltung der Navier'ſchen Bezeichnung

$$\varepsilon \frac{d^2y}{dx^2} = {}^3/_2 P(a-x) - P\left(\frac{a}{2}-x\right) = P\left(a-\frac{x}{2}\right),$$

und liegt er im äußeren Viertel $\left(\text{zwischen } \frac{a}{2} \text{ und } a\right)$, so folgt

$$\varepsilon \frac{d^2y}{dx^2} = {}^3/_2 P(a-x).$$

Durch zweimalige Integration und durch eine solche Bestimmung der Constanten, daß für $\alpha = 0$ auch $\frac{dy}{dx} = 0$ und $y = 0$ wird, und daß für $x = \frac{a}{2}$ beide Curven eine und dieselbe Tangente und Ordinate erhalten, findet sich nunmehr:

$$\varepsilon y = P\left(\frac{ax^2}{2} - \frac{x^3}{12}\right) \text{ und zweitens}$$

$$\varepsilon y = P\left(\frac{a^3}{48} - \frac{a^2x}{8} + \frac{3}{4}ax^2 - \frac{x^3}{4}\right).$$

Es beträgt also die Einbiegung im Mittel

$$f = \frac{P}{\varepsilon} \cdot \frac{19}{48} a^2.$$

Im vierten Falle hat man sich den Balken vertical vorzustellen und die Coordinaten von oben an zu messen. Das Wasser berührt das obere Ende, also ist der Druck an jedem Punkte der Tiefe x proportional und durch $\beta . x dx$ gegeben, wenn β eine Constante bedeutet. Der totale Druck auf die Länge l ist

$$\int_0^l \beta . x dx = \frac{\beta l^2}{2};$$

die obere Stütze trägt $^1/_3 \cdot \frac{\beta l^2}{2} = \frac{\beta l^2}{6}$;

die untere " " $^2/_3 \cdot \frac{\beta l^2}{2} = \frac{\beta l^2}{3}$.

als Gleichung erhält man

$$\varepsilon \frac{d^2y}{dx^2} \int_x^l \beta . dx^1 . x^1 (x^1 - x) - \frac{\beta l^2}{3}(l-x) = -\frac{\beta}{6}(l^2 x - x^3),$$

und hieraus durch doppeltes Integriren und wenn man bei Bestimmung der Constanten berücksichtigt, daß $y = 0$ wird für $x = 0$ und für $x = l$:

$$\varepsilon y = \frac{\beta x}{360}(7l^4 - 10l^2x^2 + 3x^4).$$

Also ist der Pfeil im Mittel

$$f = \frac{\beta l^5}{\varepsilon} \cdot \frac{5}{768}.$$

Diese Einbiegung ist aber nicht die größte Einbiegung der Curve, weil letztere nicht symmetrisch ist. Setzt man $\frac{dy}{dx} = 0$, so findet sich die Abscisse der größten Einbiegung

$$x = l\sqrt{1 - \frac{2}{15}\sqrt{30}} = 0{,}519331$$

und diese größte Einbiegung beträgt sonach

$$\varphi = \frac{\beta l^5}{\varepsilon} \cdot \frac{2{,}348}{360}.$$

Zur Vergleichung dieser 4 Fälle denke man sich denselben Balken von der Länge 2a mit der totalen Belastung Π auf diese 4 Arten belastet, so erhält man folgende Einbiegungen im Mittel:

1) $\frac{1}{6}\frac{\Pi a^3}{\varepsilon}$, 2) $\frac{19}{144}\frac{\Pi a^3}{\varepsilon}$, 3) $\frac{5}{48}\frac{\Pi a^3}{\varepsilon}$, 4) $\frac{5}{48}\frac{\Pi a^3}{\varepsilon}$;

es verhalten sich also diese Einbiegungen wie

$$24 : 19 : 15 : 15.$$

Führt man andererseits die Einbiegung im Mittel in die Gleichung für die Curven ein und zählt man die Abscissen auf der Graden zwischen den Stützpunkten, die Ordinaten auf dem Pfeile im Mittel, so erhält man folgende Gleichungen für diese Curven:

1. Belastung im Mittel:

$$1 - \frac{y}{f} = \frac{x^2}{2a^3}(3a - x).$$

2. Drei gleich vertheilte Gewichte:

Mittlere Hälfte der halben Länge

$$1 - \frac{y}{f} = \frac{4}{19} \cdot \frac{x^2}{a^3}(6a - x).$$

Aeußere Hälfte der halben Länge

$$1 - \frac{y}{f} = \frac{1}{19} \cdot \frac{a^3 - 6a^2x + 36ax^2 - 12x^3}{a^3}.$$

3. Gleichförmige Belastung:

$$1 - \frac{y}{f} = \frac{x^2}{5a^4}(6a^2 - x^2).$$

4. Wasserdruck:

$$1 - \frac{y}{f} = \frac{x^2}{5a^4}(6a^2 - x^2) + \frac{x}{75a^5}(7a^4 - 10a^2x^2 + 3x^4).$$

Nach diesen Gleichungen wurden die Zahlen der Tabelle I berechnet.

Anmerkung 2.

Die Aehnlichkeit geht noch weiter; denn, wenn man die Momente der Kräfte berechnet, welche die gleichförmig belastete Bekleidung zu brechen streben, so erhält man ein Maximum des Momentes, welches nur um $\frac{1}{39}$ geringer ist, als das analoge Maximum beim Wasserdrucke (vergl. vorstehende Anmerkung). Es sind also, sowohl in Bezug auf Widerstand, als auf Biegung die Einwirkungen derselben Totallast auf eine und dieselbe Bekleidung, trotz der scheinbar so großen Verschiedenheit der Belastung fast identisch. Nur die Stützpunkte haben verschiedene Kräfte aufzunehmen, nämlich gleiche bei gleichförmig vertheiltem Drucke und Drücke, die sich wie 1 zu 2 verhalten bei Wasserdruck.

Anmerkung 3.

Wertheim und Chevandier haben zwar gefunden, daß die Einbiegungen der im Mittel belasteten Balken aus einem der Last proportionellen Theile und einem permanenten, von der Intensität und Dauer der Belastung abhängigen Theile bestanden. Aehnliches ergab sich aber bei diesen Versuchen nur bei wenig homogenen Stäben und bei zu großer oder zu lang andauernder Belastung, und selbst solche Stäbe, welche bei der Entlastung eine permanente Einbiegung erfahren zu haben schienen, nahmen nach mehreren Stunden Ruhe wieder ihre ursprüngliche Form an. Bei den Beobachtungen lagen übrigens die Lasten nur so lange auf, als zum Ablesen erforderlich war.

Anmerkung 4.

Der Elasticitätsmodulus dieser Stäbe schwankte zwischen 990 000000 und 1320 000000. Wertheim und Chevandier fanden ebenfalls sehr abweichende Werthe für die Festigkeit und Steifheit hölzerner Stäbe, je nachdem dieselben von verschiedenen Höhen eines und desselben Baumes oder in verschiedenen Abständen von der Are entnommen waren.

Anmerkung 5.

Nachstehende Versuche zeigen, daß sich die für die einzelnen Elemente eines Systemes nachgewiesene Proportionalität der Einbiegungen und Drücke auch für ein ganzes System nachweisen läßt. In der Mitte von 10 gleich weit abstehenden Riegeln und der Schwelle wurde ein 2 Centimeter starkes Bret befestigt und einmal nach Art des Wasserdruckes mit 100 Kilgrammen, dann ebenso mit 50 Kilogrammen und endlich nochmals mit 100 Kilogrammen belastet, wobei in jedem Zehntel der Länge folgende mittlere Einbiegungen beobachtet wurden:

Abstand von der Schwelle	Mittlere Einbiegung	
	100 Kilogr.	50 Kilogr.
Meter	Millim.	Millim.
1,0	2,20	1,10
0,9	4,02	2,00
0,8	5,77	2,98
0,7	7,44	3,83
0,6	8,80	4,39
0,5	9,71	4,85
0,4	9,96	4,93
0,3	9,15	4,51
0,2	7,12	3,54
0,1	4,03	1,96
Summe	68,20	34,09

Anmerkung 6.

In den Vierteln von 10 gleichweit abstehenden Riegeln und der festen Schwelle wurden 3 Pfosten von 2 Centimeter Stärke befestigt und nach Art des Wasserdruckes mit je 50 Kilogrammen belastet, die Einbiegungen in jedem Zehntel der Länge abgenommen und in folgendem Täfelchen zusammengestellt, wobei die theoretischen Werthe der Einbiegungen der Randbreter, welche nach Tabelle I 0,71 von denjenigen des mittelsten Bretes betragen sollen, beigesetzt wurden.

Abstand von der Schwelle	Einbiegungen im Mittel beobachtet	Einbiegungen in den Vierteln beobachtet	Einbiegungen in den Vierteln berechnet
Meter	Millim.	Millim.	Millim.
1,0	4,50	3,18	3,20
0,9	6,00	4,13	4,26
0,8	7,05	5,10	5,01
0,7	8,50	5,90	6,04
0,6	9,30	6,60	6,60
0,5	9,70	6,88	6,89
0,4	9,60	6,68	6,82
0,3	8,35	5,90	5,93
0,2	6,50	4,68	4,62
0,1	3,75	2,78	2,66
Summe	73,25	51,83	52,03

Anhang.

Es sollte noch untersucht werden, welchen seitlichen Widerstand die Bekleidung, namentlich bei krummen Thoren leiste.

Da nach Anhalten des Duhamel'schen Versuches bei einem bis in die Lage der neutralen Fasern eingeschnittenen Stabe keine Verminderung der Festigkeit beobachtet wird, so könnte es scheinen, daß man die zusammengedrückten Fasern als gegeneinander stemmende discontinuirliche Fasern betrachten könne und daß die Bekleidung (wenn sie gehörig aufgenagelt und zusammencalfatert ist) den Widerstand der Thore in derselben Weise vermehren müsse, als seien die Riegel um die Stärke der Bekleidung dicker, aber die Versuche zeigen ganz andere Resultate.

Es bog sich z. B. ein tännener Riegel von 21 Centimeter ins Quadrat unter einer Belastung im Mittel von 700 Kilogrammen bei 5 Meter Tragweite um 2,02 Centimeter ein (was auf 565 000000 Kilogramme für den Elasticitätsmodulus führen würde, während bei den Proberiegeln 990 bis 1320 000000 Kilogramme gefunden wurden) und nachdem dieser Riegel mit Pfosten von 3,5 Centimeter Dicke belegt und auf gewöhnliche Weise calfatert worden war, sodaß die Fasern der Pfosten winkelig zu denjenigen des

Riegels lagen, ſo ergab ſich eine nur um 20 Proc. geringere Einbiegung nämlich 1,98 Centimeter, während nach obiger Hypotheſe nur eine Einbiegung von $2{,}02\left(\frac{21{,}0}{21{,}0+3{,}5}\right)^3 = 1{,}27$ Centimeter erwartet werden ſollte.

Dieſe große Differenz kann nur in der Verſchiedenheit des Widerſtandes in der Richtung der Faſern und normal darauf begründet ſein. Directe Verſuche hierüber ergaben Folgendes:

Material	Dichtigkeit	Querſchnitt	Stärke		Laſt		Zuſammendrückung unter dem totalen Drucke
			ganze	beim Verſuch	ganze	pro Quadratcentimeter	
		Centim.	Centim.				Centim.
Tanne	0,523	10 × 9,93	14,91	14,845	2221,50	22,37	0,108
				14,870	2221,50	22,37	0,105
Eiche	0,962	10 × 10,085	25,69	25,465	2198,55	21,80	0,013
Zuſammengepreßtes Werg	0,834	10 × 8,9	2,16	2,016	2195,50	24,67	0,033
	0,878	10 × 9,0	1,185	2,185	2195,50	24,39	0,018

Tanne und Eiche nahmen faſt ſogleich nach dem Entlaſten die frühere Dicke wieder an, für die calfaterten Fugen (das Werg war zwiſchen gußeiſerne Platten gepreßt) trat dies nicht ein, vielmehr zeigte die erſte nach dem Entlaſten eine Weite von 1,9 Centimeter, die zweite 2,16 Centimeter und letztere behielt bis 2 Stunden ſpäter nur 2,175 Centimeter Weite. Es hat ſich alſo

die Tanne ſeitwärts um $\frac{1}{3{,}165}$,

„ Eiche „ „ $\frac{1}{4{,}270}$,

das Werg „ „ $\frac{1}{161}$ bis $\frac{1}{296}$

zuſammengedrückt, während ſich in der Längenrichtung nach den obigen Verſuchen Tanne pro Kilogramm und pro Quadratcentimeter um $\frac{1}{99000}$ bis $\frac{1}{132000}$ zuſammendrückt. Bei calfaterten Fugen wird die Zuſammendrückung des Holzes noch um die Zuſammendrückung des Werges vermehrt und man berechnet hiernach, daß im günſtigſten Falle die calfaterte Bekleidung die Einbiegung des geraden Riegels nur um 3,6 Procent bei Tanne, oder um 4,8 Procent bei Eiche vermindern kann.

Verwendung eichener Pfoſten iſt alſo im Verhältniß zur Preisvermehrung von zu geringem Nutzen, im Allgemeinen aber ergiebt ſich, daß man auf die keilförmige Zuſammenfügung der Bekleidungspfoſten bei krummen Thoren keinen Werth legen darf, noch weniger jedoch bei geraden Thoren.

Ann. d. ponts et chauss., Tom. XIX.

Bremsverſuche an einer nach der Weisbach'ſchen Theorie conſtruirten Fourneyron'ſchen Turbine.

Von

M. Ordinaire de Lacolonge.

(Hierzu Tafel 28.)

Nachdem Weisbach's „Ingenieur- und Maſchinen-Mechanik" unſeres Wiſſens bereits in's Engliſche, Polniſche und Schwediſche überſetzt worden iſt, haben wir mit Vergnügen das neuerdings unter dem Titel: „Théorie de la turbine-Fourneyron d'après M. Weisbach, prof. à l'école des mines de Freiberg, suivie d'expériences exécutées sur un moteur de ce genre établi à la poudrerie de Saint-Médard; par M. Ordinaire de Lacolonge, capitaine d'artillerie, ancien élève de l'école polytechn. etc.", bei G. Gounouilhou in Bordeaux 1856 erſchienene Werk in die Hand genommen, welches beweiſt, daß die Werke dieſes berühmten deutſchen Mechanikers auch

in Frankreich immer mehr Geltung erlangen. Der Verfasser schickt voraus, daß zwar Fourneyron Regeln über den Bau der von ihm erfundenen Turbine gegeben habe, davon aber später abgewichen sei, ohne anzugeben, nach welchen Principien er jetzt construire, daß Poncelet's Theorie keine Regeln hierzu aufstelle, sich auch aus derselben nur so complicirte Formeln ableiten ließen, daß sie für die Praxis zu unbequem seien und daß diese Lücke in der französischen Literatur nur durch eine Abhandlung des russischen Genieobersten M. Dobronravoff ausgefüllt werde, dessen Bestrebungen jedoch weit durch die Weisbach'sche Theorie übertroffen würden. Herr Lacolonge hat daher zu dem deutschen Autor, dessen Theorie er übersetzt und mit einigen aus Redtenbacher's Schriften geschöpften Zusätzen versieht, seine Zuflucht genommen und hiernach eine Turbine für die Pulvermühle von Saint-Médard construirt. Um die Theorie zu prüfen, wurden mit dieser Turbine eine Reihe von Bremsversuchen abgeführt, deren Ergebnisse wir nachstehend mittheilen wollen, nachdem wir kurz die von Herrn Lacolonge angenommenen Constructionsregeln recapitulirt haben:

Bezeichnet

r den äußeren Radhalbmesser;
r_1 den inneren " "
v die äußere Umfangsgeschwindigkeit;
v_1 die innere " "
e die Radweite oder Schaufelhöhe;
α den Winkel, unter welchem der eintretende Strahl gegen die innere Peripherie geneigt ist;
β den Winkel, welchen der Strahl beim Eintritt in das Rad mit demselben Radumfange bildet;
δ den Winkel, welchen der austretende Strahl mit dem äußeren Radumfange einschließt;
F den Inhalt der Ausflußöffnungen des Leitschaufelapparates;
F_1 die Summe der Inhalte aller Eintrittsöffnungen in das Rad;
F_2 den Inhalt der Ausflußöffnungen am äußeren Umfange;
Q die Aufschlagswassermenge pro Secunde;
h das Gefälle vom Oberwasserspiegel bis Mitte der Radcanäle;
h_1 das Gefälle vom Unterwasserspiegel bis Mitte der Radcanäle;
$H = h - h_1$ das totale oder nützliche Gefälle;
c die Geschwindigkeit, mit welcher der Strahl aus dem Leitschaufelapparat tritt;
c_1 die relative Geschwindigkeit, mit welcher er in die Radcanäle eintritt;
c_2 diejenige, mit welcher er aus dem Rade tritt;
ζ den Widerstandscoefficienten für die Bewegung des Wassers im Leitschaufelapparate;
$\varkappa$ denselben Coefficienten für die Radcanäle;
ν das Halbmesserverhältniß $\frac{r}{r_1}$;
d den kürzesten Abstand der Radschaufeln am äußeren Umfange;
λ das Verhältniß $\frac{e}{d}$;
u die Umdrehungszahl pro Minute,

so giebt bekanntlich Herr Bergrath Weisbach an, daß

$$\alpha = 20 \text{ bis } 30^0$$

zu nehmen sei; ersteres bei hohem, letzteres bei kleinerem Gefälle; daß ferner

$$\beta = 2\alpha + 20^0 \text{ bis } 2\alpha + 40^0 \text{ und}$$
$$\nu = 1{,}25 \text{ bis } 1{,}5 \text{ anzunehmen sei.}$$

Derselbe bestimmt sodann die inneren Radhalbmesser durch die Bedingung, daß das Wasser im Reservoir keine größere Geschwindigkeit als 3 Fuß pro Secunde besitze, wofür Lacolonge 1 Meter annimmt und somit auf die Gleichung

$$r_1 = 0{,}565\sqrt{Q} \text{ geführt wird.}$$

Man erhält nun den äußeren Halbmesser

$$r = \nu . r_1$$

und die Größen v_1, c, F, c_1, F_1, v, F_2, δ ganz so, wie dies in Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", II, §. 192, gelehrt wird.

Bei der Bestimmung der Schaufelzahl verfährt jedoch Herr Lacolonge etwas anders. Nachdem er die Weisbach'sche Formel

$$e = \frac{F_2}{2\pi r \sin\delta - ns}$$

angeführt hat, worin s die Stärke der Radschaufeln bedeutet, bemerkt er, daß diese Formel nur ausnahmsweise auf ganze Zahlen für die Schaufelzahl n führe, und hält es daher für einfacher n passend anzunehmen, wobei man darauf sehen müsse, daß es ein Vielfaches von 2 oder 4 sei. Hat man n angenommen, so giebt die letzte Gleichung die Größe e und es findet sich der Werth von d durch die Bedingung

$$nde = n\lambda d^2 \text{ oder } d = \frac{e}{\lambda}.$$

Der Quotient λ muß aber zwischen 2 und 5 liegen; ersteres für lange und wenig gekrümmte, letzteres für kurze und stark gekrümmte Schaufeln, — und wenn der gefundene Werth von d nicht paßt, so muß man für n einen anderen Werth versuchen, welcher ein passenderes Resultat giebt.

Die Zahl der Leitschaufeln n_1 findet sich dann durch die Formel

$$\frac{n_1 s_1}{ns} = \frac{r_1 \sin\alpha}{r \sin\delta},$$

wo s_1 die Stärke der Leitschaufeln bedeutet.

Indem nun Herr Lacolonge die auf Beobachtungen begründete Redtenbacher'sche Formel

$$v_1 = 0{,}714 \sqrt{\frac{gH \sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta \cos\alpha}}$$

zu Grunde legt und nach dem Vorgange Fourneyron's für β den Werth $= 90^o$ einführt, erhält er

$$v_1 = 0{,}714 \sqrt{gH} = 0{,}512 \sqrt{2gH},$$

und glaubt daher, daß man die innere Umfangsgeſchwindigkeit durch die praktiſche Formel

$$v_1 = {}^1/_2 \sqrt{2gH}$$

beſtimmen könne, ſo daß ſich folgende Conſtructionsregeln ergeben:

1) $\begin{cases} \alpha = 20^o \text{ bis } 30^o \\ \beta = 90^o, \end{cases}$

2) $r_1 = 0{,}565 \sqrt{Q},$

3) $\frac{r}{r_1} = \nu = 1{,}25 \text{ bis } 1{,}5$

4) $v_1 = 0{,}5 \sqrt{2gH},$

5) $c = \frac{0{,}5 \sqrt{2gH}}{\cos\alpha},$

6) $F = \frac{Q \,.\, \cos\alpha}{0{,}5 \sqrt{2gH}},$

7) $c_1 = 0{,}5 \sqrt{2gH} \,.\, \tang\alpha,$

8) $F_1 = \frac{2Q}{\sqrt{2gH} \,.\, \tang\alpha},$

9) $v = 0{,}5 \,.\, \nu \sqrt{2gH},$

10) $F_2 = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{2Q}{\sqrt{2gH}},$

11) $u = 9{,}55 \cdot \frac{v}{r},$

12) $\lambda = \frac{e}{d} = 2 \text{ bis } 6,$

13) $\sin\delta = \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \tang\alpha,$

14) $e = \frac{F_2}{2\pi r \sin\delta - n s},$

15) $n_1 = \frac{n s}{s_1} \cdot \frac{r_1 \sin\alpha}{r \sin\delta},$

16) $\frac{F}{e} = 2\pi r_1 \sin\alpha - n_1 s_1 = n_1 d_1,$

17) $\varphi = \frac{2\pi}{n} - \frac{s}{r \sin\delta},$

18) $a = \frac{r \cos\left(\delta - \frac{\varphi}{2}\right)}{\cos \cdot \frac{\varphi}{2}} - \frac{d}{2},$

19) $a_1 = \frac{r^2 - r_1^2 - r d \cos\delta + \frac{d^2}{4}}{2r \cos\delta - d},$

20) $a_2 = \frac{r_1}{2 \cos\alpha},$

wovon die letzten vier Gleichungen ſich blos auf die zur Verzeichnung der Schaufeln erforderlichen Krümmungshalbmeſſer beziehen.

Es folgt hierauf die Berechnung der Turbine für Saint-Médard, welche bei 1,35 Meter Gefälle noch 2,5 Pferdekräfte leiſten ſoll, während das ganze disponible Gefälle 2,15 Meter beträgt. Unter der Annahme eines Wirkungsgrades $\eta = 0{,}65$ folgt

$$Q = \frac{2{,}5 \,.\, 75}{0{,}65 \,.\, 1{,}35} = 0{,}214 \text{ Cubikmeter oder } 214 \text{ Liter.}$$

Ferner ergiebt ſich der innere Radhalbmeſſer

$$r_1 = 0{,}565 \sqrt{0{,}214} = 0{,}26 \text{ Meter,}$$

welcher aber in Berückſichtigung des von den Wellen eingenommenen Raumes auf 0,295 Meter erhöht worden iſt. Der äußere Radhalbmeſſer wurde auf 0,435 Meter beſtimmt, weil bei einer Kranzbreite von 14 Centimeter die Schaufeln eine paſſende Form annehmen; es folgt alſo

$$\nu = 1{,}474.$$

Ebenſo wurde durch Probiren der Winkel

$$\alpha = 33^o$$

beſtimmt, alſo wenig höher als nach den Weisbach'ſchen Angaben, und es folgt nun

$v_1 = 2{,}573$ Meter	$F = 0{,}0698$ Quadratmeter
$c = 3{,}068$ "	$F_1 = 0{,}1288$ "
$c_1 = 1{,}661$ "	$F_2 = 0{,}0564$ "
$v = 3{,}793$ "	$u = 83{,}3$ Umdrehungen.
$\delta = 17^o 23'$,	

Für die Schaufelzahl fand man durch Verſuche in

$$n = 24$$

einen paſſenden Werth, indem man bei einer Blechſtärke $s = 0{,}005$ Meter, erhielt

$$e = 0{,}082 \text{ Meter.}$$

Es folgt dann weiter:

$$d = 0{,}02865 \text{ Meter und}$$
$$\lambda = 2{,}86.$$

Aus Gleichung 15 erhält man eine gebrochene Zahl für die Zahl der Leitſchaufeln, nämlich

$$n_1 = 29{,}7,$$

wofür man die Zahl 32 angenommen hat, um Halbſchaufeln anwenden zu können und eine bequeme Eintheilung zu erlangen. Alsdann giebt Gleichung 16)

$$d_1 = 0{,}0266 \text{ Meter,}$$

wenn $s_1 = 5$ Millimeter angenommen wird, und es folgt:

$$n_1 d_1 = 0{,}8512 = \frac{0{,}0698}{0{,}082}.$$

Hätte man ſtatt der Gleichung 4) die vollſtändigere Gleichung

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH}{2 + \zeta\left(\frac{1}{\cos\alpha}\right)^2 + \varkappa \,.\, (1{,}444)^2}}$$

angewendet, so hätte man erhalten:

$v_1 = 3{,}35$ Meter, $e = 0{,}063$ Meter, $u = 106{,}76$,

also hätte das angewendete Verfahren nur den Nachtheil, daß das Rad etwas höher wird, was jedoch dadurch ausgeglichen wird, daß das Rad bei stärkerem Stauwasser noch arbeiten kann.

Da man Schmiedeeisen mit 84 Kilogrammen pro Quadratmillimeter belasten kann, so wäre ein geringerer Durchmesser für die feststehende Säule genügend gewesen, als der Maschinenbauer angenommen hat, welcher ihr 5 Centimeter Durchmesser gegeben hat.

Für die hohle Welle wäre nach der Morin'schen Formel

$$\frac{d^4 - d_1^4}{d} = \frac{PR}{131000}$$

unter der Voraussetzung von nur 40 Umdrehungen, wo $PR = 45$ wird, und bei einem inneren Durchmesser $d_1 = 0{,}076$ ebenfalls eine viel geringere Metalldicke nöthig gewesen, als angewendet worden ist; man gab 12 Millimeter Stärke.

Der Zwischenraum zwischen der hohlen Welle und der Röhre beträgt 14 Millimeter, also der innere Durchmesser der Röhre 0,128 Meter und die Wandstärke wurde wieder zu 12 Millimeter angenommen, so daß die Röhre 10500 Kilogramme tragen kann, während sie nur mit 1500 Kilogrammen belastet ist.

Das Reservoir hat 15 Millimeter Stärke und ebensoviel der Schützencylinder. Das Rad hat 2 Millimeter Spielraum im Cylinder, so daß nach Abzug des 20 Centimeter starken Tellernabenquerschnittes der freie Raum 0,21 Quadratmeter beträgt. Das Wasser muß daher 1,23 Meter Geschwindigkeit annehmen, was aber noch lange nicht so viel ist, als Morin für zulässig hält.

Die Formeln der Torsionsfestigkeit

$$d = 0{,}1395 \sqrt[3]{\frac{L}{u}} \text{ und } d_1 = 0{,}111 \sqrt[3]{\frac{L}{u}},$$

worin L die Arbeit in Pferdekräften bedeutet, geben für die obere Welle $d = 0{,}0555$ Meter und für den Zapfen 0,0441 Meter; der Maschinenbauer hat 6 und 2,5 Centimeter gewählt, und letzteres Maß wird bei einem stählernen Zapfen und bronzenen Lagern genügen.

Die Weisbach'sche Formel für die Stärke des Leitschaufeltellers:

$$0{,}028\, r_1 \sqrt{H} + 0{,}008$$

giebt 0,021 Meter; wofür 2 Centimeter Stärke an der Nabe und 1,5 Centimeter am Umfange angenommen wurden. Auch die Formel für die Stärke des Radtellers

$$0{,}00072 \frac{L}{u \,.\, r^2} + 0{,}008,$$

worin r den Halbmesser der Nabe bedeutet, führt auf passende Verhältnisse. Man erhält 0,0208 Meter, wofür der Constructeur 2 Centimeter an der Nabe und 12 Centimeter am Umfange angewendet hat.

Nach Redtenbacher findet sich die Stärke der Leitschaufeln durch

$$\frac{r_1}{80} = 0{,}00368 \text{ Meter},$$

wofür 5 Millimeter, und diejenige der Radschaufeln durch

$$\frac{r_1}{50} = 0{,}0059 \text{ Meter},$$

wofür ebenfalls 5 Millimeter genommen wurden.

Für den Schützenring giebt derselbe Autor die Formel

$$\frac{r_1}{60},$$

was auf 0,00492 Meter führt, und für den Zwischenraum die Formel

$$\frac{r_1}{160},$$

was 0,00184 Meter ergiebt. Man nahm jedoch resp. 15 und 2 Millimeter.

Der Schützenmechanismus wurde wie folgt berechnet. Der obere Rand des Schützenringes hat 60 Centimeter Durchmesser und 15 Millimeter Breite, liegt bei 1,95 Meter unter dem Oberwasserspiegel und trägt also eine Wasserlast von

$3{,}14 \,.\, 0{,}6 \,.\, 0{,}015 \,.\, 1{,}95 \,.\, 1000 = 36$ Kilogrammen.

Der Lederstulp bildet einen Cylinder von 60 Centimeter Durchmesser und 10 Centimeter Höhe und erfährt einen Druck von 1,9 Meter Wassersäule. Setzt man den Coefficienten der ruhenden Reibung = 0,62, so ergiebt sich der Reibungswiderstand zu

$3{,}14 \,.\, 0{,}6 \,.\, 0{,}1 \,.\, 1{,}9 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}62 = 220$ Kilogrammen,

und es beträgt beim Aufziehen der Schütze der ganze Widerstand

$36 + 220 = 256$ Kilogramme,

wovon auf jede der drei Zugstangen 85,33 Kilogr. kommt.

Wenn nun das Schmiedeeisen pro Quadratmillimeter 2,8 Kilogramme trägt, so brauchten hiernach die Zugstangen nur 30,4 Quadratmillimeter Querschnitt oder 6 Millimeter Durchmesser zu erhalten, doch sind hierfür 25 Millimeter angenommen worden.

Die Morin'sche Formel für die Schraubenbolzen würde

$$2r = 0{,}674 \sqrt{85{,}33} = 6{,}22 \text{ Millimeter}$$

ergeben haben, also war ein so bedeutendes Uebermaß von Stärke vorhanden, daß man in Bezug auf Ganghöhe u. s. w. beliebige Annahmen machen konnte; die Ganghöhe beträgt 6,5 Millimeter.

Rechnet man, daß durch das Schraubenvorgelege der Widerstand verdreifacht werde, so bekommt man 768 Kilogr. Widerstand und die Arbeit beträgt folglich pro Umdrehung der Stellkurbel $768 \,.\, 0{,}00065 = 4{,}99$ Kilogrammeter, was ein Mann pro Secunde leisten kann, denn da die Kurbel-

länge 0,25 Meter beträgt, ist die Geschwindigkeit 1,57 Meter und der Kraftaufwand an der Kurbel

$$\frac{4,89}{1,57} = 3,15 \text{ Kilogramme.}$$

Die Construction der Turbinen- und Leitschaufeln wurde ganz nach den Weisbach'schen Vorschriften ausgeführt, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Krümmungshalbmesser nur durch geregeltes Probiren, nicht durch Berechnung bestimmt wurden. Herr Lacolonge bemerkt dabei, daß die Construction der Leitschaufeln allerdings noch besser sein könne, da zwar die Leitschaufeln, nicht aber die Axen der Leitschaufelcanäle den richtigen Winkel mit der Peripherie einschlössen.

Zur Bestimmung des Nutzeffectes legt Herr Lacolonge ebenfalls die Weisbach'schen Formeln zu Grunde, obwohl er sich bewußt ist, daß durch die Annahme

$$v_1 = 0{,}5\sqrt{2gH}, \qquad (4)$$

statt der Weisbach'schen Bedingung $v = c_2$ das Rad eine abweichende Umfangsgeschwindigkeit und Höhe angenommen haben müsse, und rechtfertigt dies dadurch, daß er auf die bekannte Beobachtung hinweist, nach welcher bei Turbinen der Nutzeffect innerhalb ziemlich weiter Grenzen der Geschwindigkeit unverändert bleibt.

Die Weisbach'sche Formel giebt: *)

$$\frac{L_1}{QHγ} = 1 - \frac{\zeta\left[1+\left(\frac{r}{r_1}\frac{\sin\delta}{\sin\alpha}\right)^2\right] + 4\left(\sin\frac{\delta}{2}\right)^2}{\zeta\left[1+\left(\frac{r\sin\delta}{r_1\sin\alpha}\right)^2\right] + 2\operatorname{cotg}\alpha\sin\delta}$$

$$= 1 - \frac{0{,}1\left[1+\left(1{,}474.\frac{\sin 17°23'}{\sin 33°}\right)^2\right] + 4\,(\sin 8°41'30'')^2}{0{,}1\left[1+\left(1{,}474.\frac{\sin 17°23'}{\sin 33°}\right)^2\right] + 2\operatorname{cotg}33°\sin 16°23'}$$

$$= 0{,}589.$$

Hiermit wird das Resultat verglichen, zu welchem die Poncelet'sche Theorie führt.

Bei Poncelet gilt als äußerer Durchmesser der Durchmesser des wirklichen äußersten Umfanges und die Winkel α und δ sind für die Richtung des mittelsten Wasserfadens oder der Axe der Canäle bestimmt. Bei der folgenden Rechnung sind allen Größen wirklich diejenigen Werthe beigelegt, welche man beim directen Abmessen am ausgeführten Rade gefunden hat, nämlich:

r	= 0,447 Meter,	ν	= 1,525
r_1	= 0,293 "	n	= 24
e	= 0,082 "	n_1	= 32
d_1	= 0,028 "	α	= 38°
d	= 0,028 "	δ	= 21° 30′
H	= 1,35 "	β	= 90°.

Nach Poncelet hat man als Gleichung des Wirkungsgrades die Gleichung:

$$\frac{Pv}{Q_7 H} = B - Cx_1 + 2D\sqrt{x_1 + Ex_1^2},$$

und als Bedingung des Maximums

$$x_1 = \frac{v^2}{2gH} = -\frac{1}{2E} + \frac{1}{2E}\sqrt{\frac{C^2}{C^2 - 4D^2E}}, \text{ wenn}$$

$$B = \frac{k}{1+i}\cdot\left(\frac{O'}{O}\right)^2,$$

$$C = 2 - \frac{k}{1+i}\left(\frac{O'}{O}\right)^2\left(1-\frac{r_1^2}{r^2}\right),$$

$$D = \frac{\cos\delta + \frac{O'}{O}\cdot\frac{r_1}{r}\cos\alpha}{\sqrt{1+i}},$$

$$E = 1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2,$$

$$i = (1+k)\left(\frac{O''}{O}\right)^2 + b^2 - 2bc,$$

$$b = k'\cdot\frac{r}{r_1}\sin\delta,$$

$$c = \frac{O'}{O}\sin\alpha,$$

$$k = \left(\frac{O}{A}\right)^2\left(\frac{1}{\mu}-1\right)^2$$

bedeutet und

unter O die Summe der contrahirten Austrittsöffnungen des Leitschaufelapparates $= n_1 \varkappa d_1 e$;

" O′ die Summe der contrahirten Austrittsöffnungen des Rades $= nk'de$;

" O″ die Summe der contrahirten Eintrittsöffnungen des Rades;

" A der horizontale Querschnitt des Reservoirs;

" $\varkappa = 0{,}80$ der Contractionscoefficient für den Austritt des Wassers aus den Leitschaufeln;

" $\mu = 0{,}6$ der Contractionscoefficient für den Eintritt des Wassers in das Reservoir;

" $k' = 0{,}95$ der Contractionscoefficient für den Austritt des Wassers aus dem Rade

verstanden wird. Die Rechnung giebt:

A	= 0,2082 Quadratmeter,		
O	= 0,0588 "	"	
O′	= 0,0523 "	"	
k	= 0,0354		
b	= 0,559		

*) Eigentlich wäre hier richtiger die Formel:

$$\eta = 1 - \left(\zeta\left[1+\left(\frac{r\sin\delta}{r_1\sin\alpha}\right)^2\right] + 4\left(\sin\frac{\delta}{2}\right)^2\right)\cdot\frac{v^2}{2gH}$$

angewendet worden, welche durch Einführung von Gleichung (4) übergeht in

$$\eta = 1 - \left(\zeta\left[1+\left(\frac{r\sin\delta}{r_1\sin\alpha}\right)^2\right] + 4\left(\sin\frac{\delta}{2}\right)^2\right)\frac{1}{4}\left(\frac{r}{r_1}\right)^2$$

und welche auf den Werth $\eta = 0{,}81$ führt. K. B.

$c = 0{,}547$
$i = 0{,}519$
$B = 0{,}0184$
$C = 1{,}9895$
$D = 1{,}127$
$E = 0{,}5708$

daher

$x_1 = 0{,}814$
$v = \omega r = 4{,}644$ Meter,
$v_1 = \omega r_1 = 3{,}043$ "
$u = 99{,}15$
$\eta = 0{,}841$
$c_2 = 5{,}055$ Meter,
$c = 4{,}544$ "
$Q = Oc = 0{,}267$ Cubikmeter,
$Pv = 4{,}05$ Pferdekräfte.

Nun hat Poncelet durch die Vergleichung mit den Morin'schen Versuchen an der Mühlbacher Turbine gefunden, daß der theoretische Werth von x_1 um $1/7$ zu groß ist, und Morin schätzt ihn sogar $1/6$ zu hoch, daher wird muthmaßlich:

der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}673$;

die Geschwindigkeit $v = \sqrt{\frac{6}{7}} \cdot 4{,}644 = 4{,}2957$ Meter;

" " " $v_1 = 2{,}814$ Meter;

" Umgangszahl $u = \sqrt{\frac{6}{7}} \cdot 99{,}15 = 91{,}76$;

" Geschwindigkeit $c_2 = 4{,}94$ Meter;

" " " $c = 4{,}44$ "

" Aufschlagsmenge $Q = 0{,}259$ Cubikmeter und

" Leistung $Pv = 3{,}15$ Pferdekräfte

ausfallen.

Was nun zweitens die

Bremsversuche

anlangt, so sind dieselben im zweiten Abschnitte der citirten Schrift ausführlich dargelegt. Zunächst wird berechnet, welche Stärke dem Brems zu geben ist. Das Rad soll bei $H = 1{,}35$ Meter Gefälle 2,5 Pferdekräfte leisten und wird dann nach Weisbach 83,3 Umdrehungen machen und 214 Liter Wasser pro Secunde consumiren; es soll aber auch bei $H_1 = 2{,}25$ Meter Gefälle arbeiten, wo es annähernd

$$u_1 = u \sqrt{\frac{H_1}{H}} = 106{,}62 \text{ Umdrehungen}^{*})$$

machen und

$$Q_1 = Q \sqrt{\frac{H_1}{H}} = 277 \text{ Liter}$$

Aufschlagswasser consumiren, so wie

$$P_1 v_1 = P v \sqrt{\frac{H_1^3}{H^3}} = 5{,}4 \text{ Pferdekräfte}$$

leisten wird, und der Brems muß also mindestens so viel Widerstand leisten; er wurde aber für 9 Pferdekräfte und 100 Umdrehungen berechnet.

Die Bremsscheibe erhielt 0,5 Meter Durchmesser und bei 100 Umdrehungen ist somit die Kraft im Umfange 257,6 Kilogramme, wonach Arme und Kranz ganz so wie bei einer Riemenscheibe berechnet wurden. Setzt man den Reibungscoefficienten $= 0{,}22$, so muß am Umfange der Bremsscheibe ein Druck von $\frac{257{,}6}{0{,}22} = 1170$ Kilogrammen ausgeübt werden, welcher auf zwei Schrauben vertheilt ist. Diese müßten bei Annahme von 10 Kilogramm Belastung pro Quadratmillimeter 8,7 Millimeter Durchmesser erhalten, wofür jedoch 15 Millimeter gegeben worden sind. Der Aufhängungspunkt der Gewichte wurde bei 1,5 Meter Länge genommen, wo für 9 Pferdeleistungen eine Belastung von $\frac{1170 \cdot 0{,}25}{1{,}5} = 195$ Kilogrammen nöthig wird. Die Stärke des Bremshebels, welcher durch die beiden Schrauben wie ein in der Mitte belasteter, an den Enden frei aufliegender Balken gebogen wird, berechnet sich nach der Formel

$$a b^2 = \frac{Pc}{E},$$

wo $2P = 1170$ Kilogramme den Druck in der Mitte,
" $2c = 0{,}6$ Meter den Abstand der Schrauben,
" $a = 0{,}09$ " die Breite des Hebels,
" b die Höhe desselben,
" $E = 200000$ den Festigkeitsmodul für Fichtenholz

bedeutet, und ergiebt sich zu

$$b = 0{,}09853 \text{ Meter},$$

wofür 11 Centimeter angenommen wurden.

Der Brems war übrigens ganz nach der Angabe Prony's gebaut; zwei kreisförmig ausgeschnittene Bremsbacken fassen die Bremsscheibe zwischen sich, ohne sich zu berühren, und mit dem Einen ist ein Hebel verbunden, während zwei Schrauben zum Anziehen der Bremsbacken dienen. Lacolonge zieht diese Vorrichtung derjenigen mit zwei Hebeln vor, bei welcher zwar das Anziehen leichter bewirkt wird, aber auch leichter Brüche eintreten. Die Bremsscheibe war etwas conisch und hatte einen vorstehenden

---

*) Da $u = 9{,}55 \cdot \frac{v_1}{r_1} = 9{,}55 \cdot 0{,}5 \frac{\sqrt{2gH}}{r_1}$,

so wird annähernd

$$u_1 = 9{,}55 \cdot 0{,}5 \frac{\sqrt{2gH_1}}{r_1} \text{ und}$$

$$u_1 = u \sqrt{\frac{H_1}{H}}.$$

Nennt man ferner S den Querschnitt der Oeffnungen und μ einen Coefficienten, so kann man setzen $Q = S\mu\sqrt{2gH}$, woraus sich die zweite Näherungsgleichung ergiebt. Endlich hat man

$$Pv = 0{,}65 \cdot QH\gamma = 0{,}65 \cdot S\mu\sqrt{2g}\sqrt{H^3}$$

und hiernach läßt sich die letzte Gleichung entwickeln.

Rand; der Bremshebel hing an einem lockeren Seile und wurde durch zwei Vorstecker vom zu weiten Ausschlagen verhindert. Eine hölzerne Rolle mit eiserner Are nahm das Seil der Gewichtenschale auf. Zur Schmierung wurde reines Wasser angewendet, wie es Poncelet vorschreibt. Die Bremsbacken waren abgedreht und aufgeschliffen, sodaß man einen ruhigen Gang erwarten konnte. Seifenwasser würde ein stärkeres Anziehen der Schrauben und sonach auch eine größere Anstrengung des Bremses veranlaßt haben.

Vor dem Beginn der Versuche wurden die Gehilfen gut eingeübt und mit ihren speciellen Functionen vertraut gemacht.

Bei allen Bremsversuchen mit hydraulischen Motoren besteht die größte Schwierigkeit in der Wassermessung. Ob nun gleich die bequemste und gewöhnlichste Methode der Wassermessung diejenige mit Ueberfällen ist, so hat Herr Lacolonge dieselbe doch nicht angewendet, theils weil die Gesetze dieses Ausflusses noch nicht genügend erforscht scheinen, theils weil Ueberfälle, mögen sie im Oberwasser oder Unterwasser eingebaut sein, das Gefälle vermindern. Schützen sind in dieser Beziehung günstiger, aber da auch für diese Mündungen noch nicht alle influirenden Verhältnisse genügend ermittelt sind, so erschien es ebenfalls unsicher, diese Methode anzuwenden. Man konnte also nur Schwimmer zur Wassermessung anwenden, und da die Hirn'schen Versuche mit dem Schwimmrechen gut mit den Prony'schen und Lesbros'schen Angaben stimmen, so entschied man sich für dieses Instrument, wobei man nach der Prony'schen Formel ein steigendes Verhältniß zwischen der Geschwindigkeit an der Oberfläche und der mittleren Geschwindigkeit zu Grunde legte, wie es aus folgendem Täfelchen durch Interpolation zu finden ist.

Geschwindigkeit an der Oberfläche	0,10	0,50	1,00 Meter
Verhältniß der Geschwindigkeiten	0,760	0,786	0,812

Bei den Versuchen mit niedrigerem Gefälle wurde eine Mündung über die ganze Wand ohne Boden- und Seiten-Contraction angewendet, für welche folgende Formel abgeleitet wurde:

Bedeutet

m den Ausflußcoefficienten bei vollkommener Contraction;
m′ denjenigen für den vorliegenden Fall;
p den eingetauchten Umfang = 2 . 0,3 + 2 . 0,7 = 2 Meter;
n den Theil des Umfanges, wo keine Contraction stattfindet, 2 . 0,3 + 0,7 = 1,3 Meter;
H′ das Gefälle zwischen den Wasserspiegeln vor und hinter der Schütze;
S den Querschnitt der Mündung = 0,3 . 0,7 = 0,21 Quadratmeter;
A′ den Querschnitt des Wassers im Canale;
u die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Canale;
Q das Ausflußquantum; so hat man

$$m' = m\left(1 + 0{,}152 \cdot \frac{1{,}3}{2{,}0}\right) = 1{,}0988\,m,$$

und die Formel von D'Aubuisson lautet dann:

$$Q = m'S\sqrt{2g\left(H' + \frac{u^2}{2g}\right)}$$

$$= m'S\sqrt{2g\left[H' + \frac{1}{2g}\left(\frac{Q}{A'}\right)^2\right]},$$

woraus sich ergiebt:

$$Q = \frac{m'\sqrt{2gH'}}{\sqrt{\frac{1}{S^2} - \left(\frac{m'}{A'}\right)^2}}.$$

Bezeichnet man noch mit h′ die Wassertiefe im Canale, so folgt nach Einsetzung der numerischen Werthe:

$$Q = \frac{m'\sqrt{2gH'}}{\sqrt{22{,}675 - 2{,}464\left(\frac{m}{h'}\right)^2}}.$$

Es wurde versäumt, diese Formel durch gleichzeitige Schwimmversuche zu controliren, was sonst sehr wohl hätte geschehen können.

Da die Turbine zu schnell umlief, um die Umdrehungen zählen zu können, so wurde auf der Turbinenwelle ein kleines Rad mit 10 Zähnen aufgesteckt, welches in ein anderes Rad mit 53 Zähnen eingriff, an welchem ein kleiner Zeiger saß. Jede Beobachtung dauerte 20 Zeigerumgänge oder 106 Radumdrehungen, und wenn man diese Zeit mit T″ bezeichnet, so giebt

$$\frac{2\pi r_1 \,.\, 106}{T''} = \frac{196{,}48}{T''}$$

die Geschwindigkeit am inneren Radumfange,

$$\frac{2\pi \,.\, 1{,}5 \,.\, 106}{T''} = \frac{998{,}52}{T''}$$

die Geschwindigkeit, mit welcher das Ende des Bremshebels sich zu drehen strebt, endlich

$$u = \frac{60 \,.\, \omega r_1}{2\pi r_1} = \frac{6360}{T''}$$

die Zahl der Umdrehungen pro Minute.

Das Gewicht der Schale betrug 2,5 Kilogramme und ebenso groß waren die Gewichtszulagen, welche man successive aufbrachte.

Die Schwimmer, welche sämmtlich an Gewicht und Größe gleich waren, durchliefen eine regelmäßige Canalstrecke von 40 Meter Länge und der Beobachter war mit einem Compteur versehen. Man ließ stets erst den Brems zur Ruhe gelangen und beobachtete dann auf ein gegebenes Signal gleichzeitig die Niveaus, die Schwimmer und die Umgänge der Turbine.

Nachfolgende Tabellen geben die Beobachtungsdata.

Tabelle I.

Erste Versuchsreihe. Die Turbine geht in freier Luft.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Schützenzug in Metern	Aufschlagmenge Q in Litern	Gefälle H in Metern	Umgangszahl u	Geschwindigkeit w' in Metern	Last am Brems P in Kilogr.	Arbeit am Brems in Pferdekräften	Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{\omega r_1}{V}$	Wirkungsgrad $\frac{Pw'}{QH}$
1	1	0,02	85,6	2,313	61,2	9,60	2,5	0,320	0,280	0,080
	2	"	89,0	2,329	43,7	6,88	5,0	0,459	0,201	0,165
2	3	0,03	126,5	2,304	99,4	15,63	2,5	0,507	0,456	0,130
	4	"	158,6	2,311	87,8	13,80	5,0	0,920	0,404	0,188
	5	"	140,0	2,309	77,4	12,15	7,5	1,217	0,355	0,282
	6	"	143,0	"	61,0	9,55	10,0	1,273	0,279	0,288
3	7	0,04	180,5	2,259	125,3	19,63	2,5	0,655	0,522	0,120
	8	"	158,8	2,274	110,9	17,41	5,0	1,160	0,514	0,240
	9	"	162,7	2,284	109,7	17,22	7,5	1,725	0,505	0,348
	10	"	173,0	"	80,2	12,60	10,0	1,680	0,369	0,319
	11	"	159,0	"	69,1	10,85	12,5	1,812	0,219	0,374
4	12	0,05	218,0	2,249	151,0	23,74	2,5	0,793	0,701	0,123
	13	"	215,0	2,254	138,0	22,70	5,0	1,513	0,645	0,234
	14	"	207,0	"	127,2	20,00	7,5	2,000	0,592	0,321
	15	"	214,0	2,249	114,6	18,00	10,0	2,400	0,533	0,372
	16	"	218,0	"	105,6	16,29	12,5	2,710	0,483	0,414
	17	"	223,0	"	95,6	14,88	15,0	2,976	0,441	0,444
	18	"	217,0	2,254	72,0	11,80	17,5	2,640	0,336	0,405
5	19	0,06	250,0	2,219	170,0	26,70	2,5	0,890	0,800	0,125
	20	"	"	2,229	159,0	25,00	5,0	1,668	0,743	0,206
	21	"	247,0	"	143,0	22,43	7,5	2,246	0,667	0,303
	22	"	246,0	"	133,3	20,92	10,0	2,700	0,624	0,366
	23	"	253,0	"	121,8	19,20	12,5	3,200	0,568	0,424
	24	"	261,0	"	113,3	17,80	15,0	4,560	0,531	0,459
	25	"	265,0	2,234	99,0	15,54	17,5	3,620	0,461	
	26	"	250,0	"	95,4	15,10	20,0	4,030	0,446	0,541
6	27	0,07	249,0	2,239	184,4	29,01	2,5	0,968	0,861	0,130
	28	"	282,0	2,179	172,2	27,06	5,0	1,840	0,816	0,220
	29	"	285,0	2,209	161,3	25,39	7,5	2,530	0,758	0,301
	30	"	"	2,119	152,0	23,83	10,0	3,170	0,714	0,380
	31	"	294,0	"	138,8	21,80	12,5	3,630	0,653	0,421
	32	"	"	"	130,1	20,48	15,0	4,230	0,611	0,490
	33	"	276,0	2,209	118,4	18,90	17,5	4,430	0,556	0,544
	34	"	279,0	"	108,3	17,05	20,0	4,550	0,509	0,553
	35	"	269,0	2,219	90,9	15,50	22,5	4,650	0,466	0,584
	36	"	"	"	94,4	14,82	25,0	4,950	0,318	0,623
7	37	0,082	489,0	2,119	190,0	29,80	2,5	0,98	0,914	0,069
	38	"	321,0	2,169	186,0	29,20	5,0	1,95	0,881	0,210
	39	"	317,0	2,189	175,5	27,62	7,5	2,76	0,845	0,306
	40	"	330,0	2,149	163,7	25,66	10,0	3,42	0,780	0,361
	41	"	310,0	"	152,5	24,00	12,5	4,00	0,725	0,451
	42	"	312,0	2,159	139,3	21,91	15,0	4,40	0,661	0,488
	43	"	316,0	"	135,0	20,72	17,5	4,85	0,625	0,532
	44	"	294,0	2,169	122,4	18,84	20,0	5,01	0,554	0,589
	45	"	286,0	2,179	107,4	16,87	22,5	5,06	0,508	0,609
	46	"	300,0	"	101,3	15,90	25,0	5,32	0,480	0,608
	47	"	287,0	2,189	91,3	14,32	27,5	5,24	0,430	0,626
	48	"	"	"	81,2	12,73	30,0	5,07	0,384	0,606

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Schützenzug in Metern	Aufschlagmenge Q in Litern	Gefälle H in Metern	Umgangszahl u	Geschwindigkeit w′ in Metern	Last am Brems P in Kilogr.	Arbeit am Brems in Pferdekräften	Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{\omega r_1}{V}$	Wirkungsgrad $\frac{Pw'}{QH}$
	49	0,082	380,0	2,080	185,0	29,00	2,5	0,97	0,881	0,091
	50	″	314,0	2,160	181,3	28,40	5,0	1,89	0,861	0,209
	51	″	325,0	2,140	170,2	26,68	7,5	2,66	0,812	0,287
	52	″	314,0	″	159,0	24,98	10,0	3,32	0,768	0,370
	53	″	″	2,130	148,1	23,20	12,5	3,86	0,709	0,429
8	54	″	312,0	2,120	135,2	21,20	15,0	4,24	0,649	0,480
	55	″	308,0	2,110	127,0	19,98	17,5	4,65	0,612	0,533
	56	″	307,0	2,100	116,5	18,23	20,0	4,85	0,558	0,564
	57	″	″	2,090	99,4	15,56	22,5	4,67	0,478	0,546
	58	″	306,0	2,070	93,6	14,68	25,0	5,23	0,454	0,618
	59	″	317,0	″	87,3	13,12	27,5	4,81	0,353	0,550
	60	″	275,0	2,050	70,1	10,99	30,0	4,38	0,342	0,582
	61	0,082	302,5	1,620	148,5	23,32	2,5	0,78	0,815	0,119
	62	″	317,0	1,625	141,1	22,83	5,0	1,52	0,772	0,221
	63	″	299,0	1,760	137,7	22,08	7,5	2,20	0,724	0,314
	64	″	282,0	″	127,0	19,90	10,0	2,65	0,650	0,401
9	65	″	295,0	″	117,4	18,40	12,5	3,06	0,617	0,441
	66	″	262,0	1,770	107,1	16,80	15,0	3,36	0,560	0,543
	67	″	254,0	1,775	96,4	15,18	17,5	3,55	0,504	0,589
	68	″	″	1,780	86,6	13,60	20,0	3,62	0,454	0,601
	69	″	249,0	1,800	74,4	11,70	22,5	3,54	0,381	0,586

Tabelle II.

Zweite Versuchsreihe. Die Turbine geht unter Wasser.

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Schützenzug in Metern	Aufschlagmenge Q in Litern	Gefälle H in Metern	Stauwasser in Metern	Umgangszahl u	Geschwindigkeit w′ in Metern	Last am Brems P in Kilogr.	Arbeit am Brems in Pferdekräften	Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{\omega r_1}{V}$	Wirkungsgrad $\frac{Pw'}{QH}$
10	70	0,02	84,4	2,070	0,270	48,0	7,56	2,5	0,26	0,254	0,108
	71	″	77,0	1,960	0,400	24,2	3,80	5,0	0,25	0,120	0,125
	72	0,03	136,6	1,910	0,390	85,5	13,42	2,5	0,44	0,437	0,128
11	73	″	″	1,900	0,400	69,8	10,95	5,0	0,73	0,417	0,211
	74	″	″	1,955	0,395	52,9	8,30	7,5	0,83	0,268	0,233
	75	″	124,0	1,945	0,370	46,1	7,23	10,0	0,96	0,251	0,300
	76	0,04	183,8	1,870	0,400	106,0	16,62	2,5	0,55	0,530	0,082
12	77	″	173,0	1,865	0,425	90,6	14,22	5,0	0,95	0,462	0,221
	78	″	159,0	1,850	0,445	72,8	11,42	7,5	1,14	0,373	0,291
	79	″	155,8	1,840	0,460	64,2	9,15	10,0	1,22	0,295	0,309
	80	″	″	1,805	0,490	35,2	5,06	12,5	0,84	0,167	0,224
	81	0,05	202,4	1,675	0,445	109,8	17,22	2,5	0,57	0,591	0,127
	82	″	195,0	″	0,560	106,1	16,62	5,0	1,10	0,572	0,254
13	83	″	189,6	1,660	0,570	94,6	14,87	7,5	1,49	0,511	0,355
	84	″	184,8	1,680	0,560	76,1	11,96	10,0	1,60	0,409	0,383
	85	″	176,0	″	0,570	62,4	9,79	12,5	1,61	0,335	0,409
	86	″	174,0	″	″	51,3	8,05	15,0	″	0,176	0,414
	87	0,06	227,0	1,590	0,560	129,6	20,30	2,5	0,68	0,716	0,142
	88	″	232,0	″	0,570	121,3	19,06	5,0	1,27	0,670	0,258
	89	″	228,0	1,585	0,580	110,1	17,28	7,5	1,73	0,607	0,359
14	90	″	″	″		97,8	15,37	10,0	2,05	0,543	0,424
	91	″	223,4	1,610	0,560	80,0	12,52	12,5	2,09	0,444	0,436
	92	″	214,8	1,605	0,570	66,6	10,90	15,0	2,18	0,366	0,473
	93	″	184,6	1,630	″	58,0	9,11	17,5	2,13	0,323	0,529

Versuchsreihe	Versuchsnummer	Schützenzug in Metern	Aufschlagmenge Q in Litern	Gefälle H in Metern	Stauwasser in Metern	Umgangszahl u	Geschwindigkeit w′ in Metern	Last am Brems P in Kilogr.	Arbeit am Brems in Pferdekräften	Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{\omega r_1}{V}$	Wirkungsgrad $\frac{Pw'}{QH}$
15	94	0,07	264,4	1,680	0,420	144,1	22,60	2,5	0,75	0,777	0,127
	95	"	262,0	"	0,430	132,8	20,78	5,0	1,26	0,715	0,215
	96	"	261,0	"	0,440	124,2	19,89	7,5	1,99	0,670	0,341
	97	"	245,0	"	0,450	111,2	17,49	10,0	2,33	0,600	0,424
	98	"	244,5	1,685	"	100,3	15,72	12,5	2,61	0,548	0,477
	99	"	238,0	1,695	0,455	86,3	13,51	15,0	2,70	0,468	0,502
	100	"	"	"	"	74,9	11,74	17,5	2,74	0,400	0,508
	101	"	232,2	1,705	"	60,6	9,50	20,0	2,53	0,340	0,480
16	102	0,082	240,8	1,580	0,470	147,6	23,18	2,5	0,77	0,816	0,154
	103	"	271,8	1,600	"	140,1	22,00	5,0	1,47	0,770	0,253
	104	"	272,0	1,630	"	129,8	20,39	7,5	2,07	0,710	0,351
	105	"	262,0	"	"	119,7	18,77	10,0	2,50	0,653	0,440
	106	"	257,0	1,635	0,465	106,1	16,66	12,5	2,77	0,579	0,494
	107	"	249,5	1,650	0,480	94,1	14,74	15,0	2,92	0,510	0,537
	108	"	"	1,665	0,465	83,7	13,28	17,5	3,09	0,452	0,565
	109	"	"	1,650	0,480	75,6	11,89	20,0	2,91	0,409	0,529
	110	"	241,8	1,670	0,470	66,6	10,88	22,5	3,27	0,359	0,587
17	111	0,082	282,3	1,170	0,840	126,2	19,80	2,5	0,60	0,814	0,149
	112	"	244,0	1,210	"	117,9	18,50	5,0	1,30	0,749	0,331
	113	"	226,0	1,220	0,830	103,0	16,18	7,5	1,62	0,663	0,441
	114	"	"	"	"	92,0	14,43	10,0	1,92	0,580	0,526
	115	"	225,5	1,255	0,825	71,1	12,12	12,5	2,02	0,481	0,535
	116	"	218,5	1,260	0,820	66,1	10,73	15,0	2,14	0,410	0,585
	117	"	198,5	1,270	"	62,7	9,82	17,5	2,29	0,386	0,710

Die Turbine fing beim Gange in freier Luft sich erst zu bewegen an, wenn der Schützenzug 1,7 Centimeter betrug; die Beobachtungen beziehen sich nun auf 2 bis 8,2 Centimeter Schützenzug, was der höchste mögliche Schützenzug war, und bei den ersten 7 Versuchsreihen ging die Turbine ganz in freier Luft und mit dem größten Gefälle, bei der 8. Versuchsreihe spülte das Unterwasser etwas über den oberen Kranz der Turbine und bei der 9. betrug die Eintauchung 0,35 Meter, wie es im Sommer nach Gewittergüssen eintritt.

Zu mehrerer Anschaulichmachung sind auf Tafel 29 Diagramme hierzu gegeben, wo die Umdrehungszahlen als Abscissen, die Wirkungsgrade als Ordinaten angetragen sind. Die Curven sind nahe beim höchsten Werthe abgebrochen, weil diejenige Belastung des Bremses, bei welcher die Bewegung des Rades unregelmäßig wird, wenig von der der höchsten Leistung entsprechenden Belastung abweicht. Lacolonge bemerkt hierzu, daß erst die Versuchsreihen 4 bis 9 einen so regelmäßigen Verlauf nehmen, daß sich dafür mit Sicherheit Curven verzeichnen lassen, da natürlich alle Beobachtungsfehler für geringere Aufschlagsmengen von größerem Einflusse sind, als für größere, und daß es scheine, als besäßen Turbinen mit der Weisbach'schen Schaufelconstruction noch weniger die Fähigkeit, große träge Massen in Gang zu bringen, als diejenige nach der Fourneyron'schen Construction.

Wie bei allen Turbinen zeigt sich ein Wachsen des Wirkungsgrades mit der Größe des Schützenzuges. — Bei völlig geöffneter Schütze tritt die höchste Leistung bei einer äußeren Radgeschwindigkeit ein, welche ungefähr 0,45 von derjenigen ist, welche der Druckhöhe entspricht, während für die Turbine nach Fourneyron'scher Construction dieses Verhältniß = 0,5 ist.

Die höchste Leistung ist überhaupt 0,626, während Morin weit höhere Wirkungsgrade gefunden hat. Lacolonge erklärt diesen Umstand theils dadurch, daß bei der Turbine in Saint-Médard durch den Liderring etwas Wasser verloren ging, theils durch die Andeutung, daß bei den Morin'schen Versuchen wohl die Wassermessung zu niedrige Resultate ergeben haben dürfte.

Bei ganz geöffneter Schütze sinkt die Leistung, je mehr das Rad im Unterwasser badet, was den Morin'schen Versuchen widerspricht, aber der Weisbach'schen Schaufelconstruction zum Vortheil anzurechnen ist. Bei der 8. Ver-

ſuchsreihe, deren Curve mit derjenigen der 7. Verſuchsreihe faſt parallel*) läuft, ſtand das Unterwaſſer nur 0,066 Meter über dem Rade und doch iſt der höchſte Effect nur 0,61, und derſelbe ſinkt bei der Eintauchung um 0,256 Meter über dem Obertheil des Rades auf 0,601.

Bei hohem Druck und ganz geöffneter Schütze fällt der Wirkungsgrad von 0,626 auf 0,619 oder um $\frac{1}{90}$, wenn das Rad 10 Umdrehungen mehr oder weniger macht, als beim höchſten Nutzeffecte. Taucht das Rad nur wenig in das Unterwaſſer ein, ſo variirt der Wirkungsgrad innerhalb derſelben Grenzen von 0,610 auf 0,600 oder um $\frac{1}{62}$ und iſt daſſelbe mit 0,256 Meter Unterwaſſer bedeckt, ſo beträgt die Abnahme $\frac{1}{51}$, nämlich von 0,601 auf 0,588.**) Es ſind alſo bei dem in freier Luft laufenden Rade größere Schwankungen in der Geſchwindigkeit zuläſſig, als beim Gange unter Waſſer, und überhaupt ſind bei der Weisbach'ſchen Conſtruction dieſe Grenzen enger gezogen, als bei der Fourneyron'ſchen.

Aus der Betrachtung der 10. bis 16. Verſuchsreihe und der entſprechenden Diagramme, Figur 1 und 2 auf Tafel 29, erkennt man das Verhalten der Turbine bei Stauwaſſer. Dieſelbe kam erſt bei 0,018 Meter Schützenzug in Gang und zeigt die meiſten Erſcheinungen wieder ſo wie beim Gange in freier Luft.

Die größte Leiſtung bei völlig geöffneter Schütze betrug 0,611 [der Werth 0,71 bei der 17. Verſuchsreihe ſcheint Herrn Lacolonge ſo wenig zu paſſen, daß er die Curve etwas tiefer legt***)], alſo nur 2,4 Procent weniger als beim Gange in freier Luft, und dieſer höchſte Wirkungsgrad entſpricht einem Geſchwindigkeitsverhältniß, welches dem Werthe 0,4 näher ſteht, als dem Verhältniſſe 0,45, welches oben gefunden wurde.

Die Wirkungsgrade ſind beim Gange unter Waſſer ſtets niedriger, als beim Gange in freier Luft, und es iſt daher zu hoffen, daß man unter Anwendung der Weisbach'ſchen Conſtruction bei Etagenrädern eine Art von Turbinen conſtruiren könne, welche im Gegenſatz zu den gewöhnlichen Turbinen, im Sommer eine beſſere Leiſtung geben, als im Winter.

*) Bei der Vergleichung dieſer Curve 8 mit den Verſuchsdaten ſcheint es faſt, als ſei dieſelbe im oberen Theile ihres Laufes nicht ganz richtig gezeichnet, doch wird hierdurch das Verhältniß zu Curve 7 nicht geſtört. K. B.

**) Dieſe Werthe ſind nicht aus der numeriſchen Tabelle Nr. I, ſondern von den Diagrammen abgenommen. K. B.

***) Die Curve ſchließt ſich überhaupt den Verſuchen nicht beſonders an. K. B.

Die Curve,*) welche die 17. Verſuchsreihe, welcher allerdings weniger Vertrauen zu ſchenken iſt, repräſentirt, zeigt, daß die Regelmäßigkeit des Ganges mit zunehmendem Stauwaſſer abnimmt, wenn man damit die Verſuchsreihen 7, 8, 9, 16 vergleicht.

Um die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Schützenzuge zu erkennen, ſind in Figur 3 zwei gebrochene Linien conſtruirt worden, für welche der Schützenzug als Abſciſſen, die Wirkungsgrade als Ordinaten angetragen ſind. Hiervon iſt derjenige für den Gang des Rades in freier Luft ſehr regelmäßig bis zu 6 Centimeter Schützenzug, wo die Schütze ungefähr $^3/_4$ geöffnet iſt, macht aber dann eine Einbiegung und zeigt hierauf ein ſehr ſtarkes Wachſen, eine Erſcheinung, welche Herr Lacolonge wohl ſehr richtig damit in Beziehung bringt, daß bis zu 6 Centimeter Schützenzug die Radcanäle noch nicht völlig gefüllt geweſen ſeien. Während des erſten Theiles der Verſuche arbeitet das Rad alſo als Druckturbine, während des letzten als Reactionsturbine.

Es wird dies noch weiter beſtätigt durch die von Herrn Lacolonge verzeichneten Curven, bei denen die Nutzleiſtungen als Ordinaten angetragen ſind, indem ſich bei 0,06 wieder dieſer Wendepunkt zeigt.**)

Herr Lacolonge vergleicht nun noch die Poncelet'ſche Theorie mit den Reſultaten der Verſuche, auf welches Gebiet wir ihm jedoch nicht folgen wollen, da es jedenfalls natürlicher iſt, die Weisbach'ſche Theorie hierauf anzuwenden.

Berechnet man nach den auf Seite 236 gegebenen, von der ausgeführten Maſchine abgenommenen Maßen für den Verſuch Nr. 47 den Wirkungsgrad, ſo findet ſich

$F = 0{,}028 \,.\, 0{,}082 \,.\, 32 = 0{,}07347$ Quadratmeter,

$F_2 = 0{,}028 \,.\, 0{,}082 \,.\, 24 = 0{,}05510$ „ „

ſonach

$$c = \frac{Q}{F} = \frac{0{,}287}{0{,}07347} = 3{,}906 \text{ Meter und},$$

$$c_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{0{,}287}{0{,}05510} = 5{,}208 \text{ Meter}.$$

Setzt man ferner zur Beſtimmung der Geſchwindigkeit w annäherungsweiſe $c_2 = v$, ſo hat man:

$$w = 2\, c_2 \sin\frac{\delta}{2} = 1{,}944 \text{ Meter},$$

*) Dieſe Curve iſt faſt genau identiſch mit der Curve der 9. Verſuchsreihe, wenn man die Abſciſſe um 20 höher nimmt, z. B. die Ordinate von 70 bei Curve 17 ſtimmt mit der Ordinate von 90 bei Curve 9. K. B.

**) Die Curven für den Gang des Rades unter Waſſer zeigen ſchon bei 0,03 Schützenzug eine ſolche Einbiegung und beweiſen alſo, daß das Rad ſtets als Reactionsrad arbeitet, da die wenigen Verſuche bei 0,02 Meter Schützenzug nicht maßgebend ſein können. K. B.

und es folgt der Wirkungsgrad:

$$\eta = 1 - \frac{\zeta c^2 + k c_2^2 + \omega^2}{2g}$$

$$= 1 - \frac{0{,}1 \,.\, \overline{3{,}906^2} + 0{,}05 \,.\, \overline{5{,}208^2} + \overline{1{,}944^2}}{19{,}62}$$

$$= 1 - 0{,}34 = 0{,}66,$$

was jedenfalls sehr vorzüglich mit der Beobachtung stimmt, wenn man bedenkt, daß hier alle Zapfenreibungswiderstände unbeachtet geblieben sind.

Der Druck in der Spalte zwischen dem Leitschaufelapparate und dem Rade ergiebt sich

$$x = h_1 - (1 + \zeta)\frac{c^2}{2g}$$

$$= 2{,}189 - (1 + 0{,}1)\frac{\overline{3{,}906^2}}{19{,}62} = 1{,}334 \text{ Meter},$$

also verhältnißmäßig etwas stark, wie schon daraus zu erwarten war, daß β bedeutend größer, als 2α ist.

Was das Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v_1}{\sqrt{2gh}}$ anlangt, welches der Maximalleistung entspricht, so erhält man dafür:

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gh}} = \frac{r_1}{r}\sqrt{\frac{1}{2\frac{F_2}{F}\cdot\frac{r_1}{r}\cos\alpha + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa}}$$

$$= \frac{0{,}6557}{\sqrt{2\frac{3}{4}\cdot\frac{0{,}788}{1{,}525} + 0{,}1\cdot\frac{9}{16} + 0{,}55}} = 0{,}6986,$$

während die Beobachtung nur 62 Procent davon oder 0,43 ergeben hat. Es verlangt aber diese Formel, daß das Verhältniß

$$\frac{c_1}{c} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$$

stattfinde, und da

$$c_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{(2\pi r_1 - 24s)d} = \frac{0{,}287}{0{,}1312} = 2{,}187 \text{ Meter}$$

ist, so müßte

$$\sin\alpha = \frac{c_1}{c} = \frac{2{,}187}{3{,}906} = 0{,}5599, \text{ oder}$$

$$\alpha = 34^\circ\, 3'$$

sein, während dieser Winkel 38° betrug.

Letzterer Umstand erklärt indessen diese Abweichung nicht genügend, und da dieselbe sonach in Widerständen, welche in der Formel nicht berücksichtigt sind, ihren Grund haben muß, so muß man die Weisbach'sche Formel mit einem Coefficienten versehen, der nach Vorstehendem etwa = 0,62 anzunehmen sein wird.

Bei der 6. Versuchsreihe hat man nur 0,07 Meter Schützenzug, also ist $F = \frac{70}{82} \cdot 0{,}07347 = 0{,}06272$ Quadratmeter und bei der 5. Versuchsreihe beträgt der Schützenzug nur 6 Centimeter, also ist der Querschnitt F = 0,05376 Quadratmeter; es verändern sich demnach auch die Werthe des Geschwindigkeitsverhältnisses, und zwar

für die 6. Reihe in 0,6445

" " 5. " " 0,5950,

während die Beobachtung resp. 0,318 und 0,446 ergab. Hieraus würde man die Coefficienten 0,493 und 0,749 erhalten, deren Mittelwerth ebenfalls 0,62 beträgt.

Berechnet man für eine Versuchsreihe, z. B. für die siebente, nicht blos für die höchste Leistung, sondern auch für die übrigen Versuche die theoretischen Wirkungsgrade, so gelangt man ebenfalls auf interessante Resultate. Es ist allgemein:

$$\eta = 1 - \left(\zeta\left[1 + \left(\frac{\nu\sin\delta}{\sin\alpha}\right)^2\right] + 4\left(\sin\frac{\delta}{2}\right)^2\right)\frac{v^2}{2gh}$$

oder wenn man aus den Beobachtungen v durch die Umdrehungszahl bestimmt, also $v = \frac{\pi r u}{60}$ einführt,

$$\eta = 1 - \left(\zeta\left[1 + \left(\frac{\nu\sin\delta}{\sin\alpha}\right)^2\right] + 4\left(\sin\frac{\delta}{2}\right)^2\right)\frac{(\pi r u)^2}{900 \,.\, 2gh}$$

und wenn man die numerischen Werthe für α, δ, π, r, ζ, g einsetzt,

$$\eta = 1 - 0{,}00003592 \cdot \frac{u^2}{h}.$$

Nachstehendes Täfelchen enthält eine Nebeneinanderstellung der berechneten und beobachteten Wirkungsgrade für 7 Versuche der 7. Reihe.

Versuchsnummer . . .	37	39	41	43	45	47	48
Beob. Wirkungsgrad .	0,120	0,289	0,446	0,533	0,609	0,626	0,622
Berechn. Wirkungsgrad	0,388	0,483	0,611	0,697	0,810	0,863	0,892
Differenz	0,268	0,194	0,165	0,164	0,201	0,237	0,270

Die berechneten Wirkungsgrade sind also durchgängig größer, als die beobachteten, die Differenzen sind aber bei den mittleren Leistungen am geringsten und bei ganz geringen, wie bei der höchsten Leistung ziemlich gleich. In Figur 1, Tafel 29, sind diese Wirkungsgrade durch eine besondere Curve versinnlicht und man sieht, daß dieselbe nur unvollkommen mit der Curve der beobachteten Wirkungsgrade harmonirt. Auch entspricht die Gleichung

$$\eta = 1 - 0{,}00003592 \cdot \frac{u^2}{h}$$

der Erfahrung nicht, da sie nur für einen unzulässigen Werth von u, nämlich für u = 0, ein Maximum giebt. Uebrigens findet man aus derselben annähernd diejenige Umgangszahl, welche das leergehende Rad annehmen wird, wenn man $\eta = 0$ setzt, nämlich

$$u = 166{,}9\sqrt{h},$$

und da bei der 7. Verſuchsreihe h im Mittel 2,16 Meter betrug, ſo ergiebt ſich

$$u = 245,$$

was freilich nicht mit der Beobachtung ſtimmt, welche 187 Umdrehungen, oder circa zweimal ſoviel als bei der höchſten Leiſtung ſtattfinden, nachweiſt. Es kann dies auch in der That nicht befremden, da ja das Rad, ſelbſt wenn es leer geht, noch eine gewiſſe Leiſtung verrichten, nämlich die Zapfenreibung und den Luftwiderſtand überwinden muß. Die Zapfenreibung verlangt die Arbeit

$$R = \tfrac{2}{3}\varphi \,.\, G \,.\, \frac{r_2}{r}\, v,$$

wenn φ den Reibungscoefficienten $= 0{,}075$,
" G das Gewicht des Rades ſammt Welle,
" r_2 den Zapfenhalbmeſſer

bedeutet, und da $v = \frac{\pi r u}{30}$ Meter, $r_2 = 0{,}025$ Meter beträgt, ſo wird

$$R = 0{,}05 \,.\, 0{,}025 \,.\, 0{,}1047 \,.\, Gu = 0{,}000131\, Gu,$$

und zur Beſtimmung der Geſchwindigkeit u iſt dann die Gleichung

$$0{,}000131\, Gu = Qh\gamma - 0{,}00003592 \,.\, u^2 Q\gamma$$

zu löſen, was jedoch hier, wegen mangelnder Angaben über das Gewicht des Rades, unterbleiben muß.

Die Größe $\frac{R}{Qh\gamma}$ iſt eigentlich auch beim Wirkungsgrade ſchon in Abzug zu bringen, wir haben aber noch eine zweite Größe zu bemerken, welche hierauf von Einfluß iſt, nämlich der Waſſerverluſt durch den oberen Spalt zwiſchen dem Rade und dem Leitſchaufelapparate. Durch den unteren Spalt wird kaum ein Waſſerverluſt ſtattfinden, weil derſelbe gewiſſermaßen durch das im Radteller befindliche und damit rotirende Waſſer abgeſperrt wird.

Wenn, wie bereits bemerkt, die Druckhöhe in der Uebergangsſtelle

$$x = h - 1{,}1\,\frac{c^2}{2g} = h - 0{,}056\,\left(\frac{Q}{F}\right)^2$$

beträgt, der Ausflußcoefficient $\mu = 0{,}7$ und der Querſchnitt der kreisförmigen Spalte F_3 geſetzt wird, ſo erhält man als Ausdruck für den Waſſerverluſt

$$Q_1 = \mu F_3 \sqrt{2gx}$$

und da nach den angegebenen Abmeſſungen der Turbine $F_3 = 0{,}002 \,.\, 2 \,.\, 0{,}292 \,.\, 3{,}14 = 0{,}00367$ Quadratmeter und $F = 0{,}07347$ Quadratmeter beträgt, ſo folgt

$$Q_1 = 0{,}7 \,.\, 0{,}00367 \,.\, 4{,}429 \sqrt{h - 1{,}0375\, Q^2}$$

$$= 0{,}01138\, Q \sqrt{\frac{h}{Q^2} - 1{,}0375}\,.$$

Bei Verſuch 47 war z. B. $Q = 0{,}287$ Cubicmeter, $h = 2{,}189$ Meter, es ergiebt ſich alſo

$$Q_1 = 0{,}01138\, Q \sqrt{25{,}547} = 0{,}0572\, Q,$$

d. h. $5^3/_4$ Procent von der Aufſchlagswaſſermenge gelangen nicht zur Wirkung.

Der theoretiſche Wirkungsgrad wird übrigens eben deshalb nicht blos um $5^3/_4$ Procent zu vermindern ſein, ſondern derſelbe wird ſich überhaupt ganz anders geſtalten da in einem ſolchen Falle die Gleichungen

$$Fc = F_1 c_1 = F_2 c_2$$

gar nicht mehr Giltigkeit haben.

Es iſt intereſſant, noch in einer Beziehung die Weisbach'ſche Formel zu prüfen, nämlich darin, ob ſie eine ähnliche Abhängigkeit der Ausflußmenge von der Geſchwindigkeit wahrnehmen laſſe, als die Poncelet'ſche Formel. Letztere heißt:

$$Q = O' \sqrt{\frac{2gH + \omega^2 (r^2 - r_1^2)}{1 + i}}$$

und verlangt alſo, daß mit zunehmender Winkelgeſchwindigkeit ω auch die Ausflußmenge zunehmen müſſe. Nach der Weisbach'ſchen Formel hat man $Q = F_2 c_2$ und für c_2 hat man die Gleichung:

$$\left[1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right] c_2^2 + 2\,\frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r}\, c_2 v \cos\alpha - v^2 = 2gh,$$

oder

$$c_2^2 + 2\,\frac{\frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r} \cos\alpha \,.\, v}{1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + k}\, c^2 = \frac{2gh + v^2}{1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa}, \quad \text{alſo}$$

$$c_2 = \frac{-\frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r} \cos\alpha \,.\, v + \sqrt{2gh\left[1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right] + v^2\left[1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \cos^2\alpha \left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right]}}{1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa};$$

es ergiebt ſich daher

$$Q = \frac{-\frac{r_1}{r} \cos\alpha \,.\, v + \sqrt{2gh\left[(1+\varkappa)\left(\frac{F}{F_2}\right)^2 + \zeta\right] + v^2\left[(1+\varkappa)\left(\frac{F}{F_2}\right)^2 + \zeta + \left(\frac{r_1}{r}\cos\alpha\right)^2\right]}}{F\left[1 + \zeta\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right]} F_2^2\,.$$

Aus dieſer Formel läßt ſich nicht ſofort erkennen, ob ein Wachſen ſtattfinde; es ſind deshalb die Ausflußmengen nach dieſer Formel für mehrere Werthe der 7. Verſuchsreihe berechnet und in nachfolgendem Täfelchen nebſt den beobachteten Ausflußmengen und denjenigen, welche Herr Lacolonge nach der Poncelet'ſchen Formel berechnet hat, zuſammengeſtellt worden.

Obige Formel giebt nach Einſetzung der numeriſchen Werthe

$$Q = -0{,}0008586 \cdot u + \sqrt{0{,}0515\,h + 0{,}00000648 \cdot u^2}$$

Verſuchs-nummer	Gefälle in Metern	Umdrehungs-zahl pro Minute	Aufſchlags-quantum in Litern pro Secunde	Berechnete Aufſchlagswaſſermenge nach Weisbach		Poncelet		Verhältniß des wahren zum berechneten Werthe nach	
				Q	Differenz	Q	Differenz	Weisbach	Poncelet
37	2,119	190,0	489	423	+ 66	404	+ 85	1,156	1,220
39	2,139	175,5	317	406	— 89	385	— 68	0,781	0,824
41	2,149	152,5	310	380	— 70	361	— 51	0,816	0,888
43	2,159	135,0	316	363	— 47	342	— 26	0,871	0,924
45	2,179	107,4	286	341	— 55	321	— 35	0,839	0,888
47	2,189	91,3	287	330	— 43	296	— 9	0,870	0,908

Beide Formeln geben, mit Ausnahme des Verſuches Nr. 37, größere Waſſermengen, als beobachtet wurden, und zwar iſt das Verhältniß zwiſchen den beobachteten und den berechneten Ausflußmengen ziemlich conſtant und beträgt

bei der Weisbach'ſchen Formel im Mittel 0,889
" " Poncelet'ſchen " " " 0,939.

Die Zunahme der Aufſchlags- und Ausflußmenge mit wachſender Geſchwindigkeit beſtätigt ſich nach Lacolonge's Unterſuchung für alle Fälle beim Gang unter Waſſer, dagegen tritt ſie bei nur theilweiſe geöffneter Schütze und dem Gange in freier Luft immer mehr zurück, wie es ganz natürlich iſt, weil dann die Turbine aufhört, ein Reactionsrad zu ſein, und zur Druckturbine wird, für welche („Ingenieur- und Maſchinen-Mechanik", II, §. 190) die Formel

$$Q = F_2 \frac{r}{r_1} \frac{\sqrt{2gh}}{2\cos\alpha}$$ gilt.

Es laſſen ſich nun aus vorſtehenden Verſuchen folgende Schlüſſe ziehen:

Der Nutzeffect der Turbine zu Saint-Médard beträgt im Maximum bei völlig geöffneter Schütze und beim Gange in freier Luft 0,626 und beim Gange unter Waſſer 0,587. Natürlich wird er bei ſtärkeren Turbinen noch etwas höher ſteigen, umſomehr, da das geprüfte Rad einen nicht zu ermittelnden Waſſerverluſt durch die Liderung erlitt und da der Ueberdruck in der Uebergangsſtelle etwas zu groß war.

Die Weisbach'ſche Conſtruction giebt einen günſtigeren Effect beim Gange in freier Luft, als beim Gange unter Waſſer, eignet ſich alſo vorzüglich für Etagenräder.

Das Verhältniß der äußeren Radgeſchwindigkeit zu derjenigen Geſchwindigkeit, welche der Druckhöhe entſpricht, iſt zu 0,45 beim Gange in freier Luft und zu 0,40 beim Gange unter Waſſer anzunehmen.

In der Radgeſchwindigkeit ſind Schwankungen um 10 Procent zu beiden Seiten der günſtigſten Radgeſchwindigkeit ohne merklichen Einfluß auf den Wirkungsgrad.

Die effective Leiſtung beträgt bei völlig geöffneter Schütze nur 0,75 von der berechneten Leiſtung.

Die vortheilhafteſte Umdrehungsgeſchwindigkeit iſt ungefähr halb ſo groß als diejenige bei leer gehendem Rade.

Schließlich ſei noch in Hinblick auf die auf Tafel 29, Figur 4, gegebene Werkzeichnung des Turbinenrades von Saint-Médard einiger kleiner praktiſcher Kunſtgriffe bei der Conſtruction der Schaufeln gedacht, welche Herrn Lacolonge eigenthümlich ſind. Nachdem der Kreis ABC mit dem berechneten äußeren Durchmeſſer $OA = r$ beſchrieben und in 24 gleiche Theile eingetheilt iſt, wird in einem Theilpunkte eine Tangente AD und an dieſe unter dem Austrittswinkel δ die Gerade AE gezogen, auf letzterer aber das Perpendikel AF errichtet. An dieſes wird nun nach innen und außen die Hälfte des kürzeſten Schaufelabſtandes $AG = AH = \frac{d}{2}$ angetragen und durch Punkt H ein Kreis HIK gezogen, welcher den äußeren Rand des Radtellers abgiebt. Aus den Theilpunkten dieſes äußerſten Kreiſes H, I, K werden mit HG und HL (GL iſt die Schaufelblechſtärke) kleine Kreiſe gezogen, und es iſt nun die Aufgabe geſtellt, wie in der Normalen AF der Punkt F zu finden iſt, aus welchem ſich ein Kreisbogen IL ziehen läßt, der den Theilpunkt I trifft und den äußeren kleinen Kreis um A tangirt. Statt denſelben zu berechnen, zieht Lacolonge es vor, ihn durch Probiren zu ermitteln und giebt als Prüfung dafür, ob man den richtigen Punkt gefunden habe, an, daß in dieſem Falle der 2. Punkt, wo jede ſolche Normale den durch F zu ziehenden und die Mittelpunkte aller äußeren Schaufelbögen enthaltenden Kreis ſchneidet, der Mittelpunkt

der Krümmung für die nächstfolgende Schaufel sei. Neu ist die Art und Weise, wie Lacolonge den Punkt M findet, wo das innere Schaufelende, welches einen rechten Winkel mit der inneren Peripherie bilden soll, fußt. Er zieht in der muthmaßlichen Nähe dieses Punktes Radien, O1, O2, O3, in gleichen Abständen, fällt aus den Theilpunkten Perpendikel 11′, 22′, 33′ ... auf der Linie AF und probirt, ob ein aus 1′ oder 2′ oder 3′ ... mit dem Halbmesser L1′, L2′, L3′ ... geschlagener Bogen die innere Radperipherie in den Punkten 1, 2, 3 ... schneide. Nach einigem Probiren läßt sich leicht ein Zwischenpunkt x finden, welcher dieser Bedingung genügt und der mit Lx beschriebene Kreisbogen bildet dann das innere Schaufelende. Für die Leitschaufeln wendet Lacolonge die Weisbach'sche Construction an, obwohl er daran tadelt, daß sie blos dem Schaufelende, nicht aber dem mittelsten Wasserfaden oder der Axe der Leitschaufelcanäle die richtige Richtung ertheile. Es wird zunächst die innere Radperipherie in 32 gleiche Theile getheilt, nach einem solchen Theilpunkte N ein Radius ON gezogen, auf diesem das Perpendikel NP errichtet und hieran die Linie NQ unter dem Winkel α angetragen. Wird dann auf NQ eine Normale NR errichtet und ON in S halbirt, so schneidet die Normale im Theilpunkt S die Linie NR in demjenigen Punkte R, welcher als Krümmungsmittelpunkt für die Leitschaufel NT angesehen werden kann. Uebrigens geht nur die Hälfte der Schaufeln bis an die Nabe, die andere Hälfte endigt in einem Abstande von ungefähr $^2/_3$ des inneren Radhalbmessers. K. B.

Die Dimensionen der Zapfenlager, Lagerböcke, Hängelager u. s. w.

nach

M. Armengaud aîné.

(Hierzu Tafel 29.)

(Fortsetzung von Seite 189.)

Es sollen nun in Folgendem einige Abänderungen von Zapfenlagern beschrieben werden, welche aus dem auf Tafel 22 in Figur 1 bis 4 dargestellten Normallagern hervorgegangen sind.

Starkes Zapfenlager mit 4 Schrauben, Taf. 22, Figur 7 und 8. Dieses Lager unterscheidet sich von dem Ersteren nicht blos dadurch, daß es 4 statt 2 Schrauben hat, sondern es ist ferner für einen seitlichen Druck construirt, wie er beispielsweise bei liegenden Dampfmaschinen stattfindet, es ist mit dem Gerüste aus einem Stücke gegossen, besitzt also keine Lagerplatten, und endlich haben die Schrauben 2 Muttern, wovon die untere als Kopf dient. Fig. 7 giebt die Seitenansicht, Figur 8 einen Querschnitt durch die Axe der Schraubenbolzen. Da dieses Lager einen seitlichen Druck aufzunehmen bestimmt ist, so wird es durch 2 Winkel a, welche gleichsam der Ausfluß der oberen Ribbe des Gerüstrahmens sind, in Letzteren übergeführt und diese Stützen sind das wirksamste Mittel, die Schrauben zu entlasten, welche außerdem einen transversalen Druck aufnehmen müßten. Die Anwendung von 4 Schrauben ist theils durch die Größe des Lagers, theils durch seine Form geboten, weil es symmetrisch zu dem Rahmen des Gerüstes steht, dessen Mittelribbe bei Anwendung von nur 2 Schrauben entweder mit einem Muttergewinde oder mit einer Durchbrechung für einen Vorsteckkeil versehen werden müßte, was durchaus nicht empfehlenswerth wäre. Die Schrauben könnten in diesem Falle keinen festen Kopf erhalten, wenn man sie nicht so lang machen wollte, daß sie durch den ganzen Rahmen hindurch reichten. Dagegen sind 4 Schrauben sehr bequem anzubringen, und wenn der Rahmen höher ist, als die Schrauben lang sind, so kann man sie auch von unten anstecken und ihnen einen festen Kopf statt der zweiten Mutter geben. Uebrigens ist Alles wie bei dem Normallager construirt bis auf die untere Lagerschale, welche äußerlich rund und nicht achteckig geformt ist, und bis auf eine kleine Abänderung am Deckel, welcher der Metallersparniß halber eine ebene Fläche mit 2 in die Mutterſitze auslaufenden Ribben c darstellt. Zu bemerken ist noch, daß man bei starken Lagern den Schrauben oft Gegenmuttern giebt, um das Losdrehen der Muttern in Folge von Erschütterungen zu verhindern; namentlich geschieht dies bei Locomotiven und Schiffsmaschinen, wo man Vorstecker oder sperrradartig gezahnte Muttern mit Einlegern anwendet, auch steckt man über zwei nebeneinanderstehende Muttern ausgeschnittene Bleche, welche jedes Loswerden unmöglich machen.

Zapfenlager mit combinirten Deckel- und Befestigungsschrauben, Figur 9 und 10. — Wenn das

Zapfenlager in einem sehr beschränkten Raume aufgestellt werden muß, so disponirt man die Befestigungsschrauben so, daß sie zugleich als Deckelschrauben dienen können, und giebt dem Lager nicht mehr Länge, als es zwischen den Schraubenwülsten hat. Die Schrauben erhalten dann einen mittleren Kopf a in der Höhe des Lagersitzes, in welchen er eingelassen wird, und sind an beiden Enden mit Schraubengewinde und Muttern versehen. Figur 9 und 10 zeigen ein Lager für Transmissionswellen, welches auf einer Console I, die an einer Säule oder Wand angeschraubt ist, ruht; es ist also nöthig, die Länge des Lagers möglichst gering anzunehmen, um keine zu weit vorspringende Console zu erhalten. Vorstehendes Lager ist aus den Modellen der Maschinenfabrik von Decoster ausgewählt und zeichnet sich durch Zweckmäßigkeit und Einfachheit aus. Da die Transmissionswellen meist eine große Umgangszahl haben, so haben die Zapfen mehr als den doppelten Durchmesser zur Länge. Die Lagerschalen sind auf dem Rücken cylindrisch abgedreht, aber mit Vertiefungen zwischen den abgedrehten Rändern versehen, innerhalb welcher zwei Vorsprünge, der eine für das Schmierrohr, der andere zum Festhalten im Untertheile bestimmt, angebracht sind. Die äußeren Wangen sind sehr hervortretend, was durch ihre karnießförmige Gestalt gemildert wird. Wegen der großen Breite des Lagers sind 4 Schrauben angewendet. An der Schmierbüchse ist die Feder e hervorzuheben, welche gegen die Nase f drückt und so den Deckel zuhält. Der Lagerdeckel ist etwas schwächer als bei den vorigen Lagern, weil hier der Druck nur nach unten wirkt, indem die Bewegung der unter der Decke liegenden Transmissionswelle durch Riemen an die darunter stehenden Werkzeugsmaschinen übertragen wird.

Nachstehend geben wir eine

Tabelle

der in der Maschinenfabrik von Cail & Comp. angenommenen Dimensionen für Zapfenlager in Millimetern.

Zapfendurchmesser	Lagerschalen			Lagersitz			Lagerdeckel	Höhe des Zapfenmittels	Lagerplatte			Schrauben			
												Deckel		Lagerplatte	
	Länge	Breite	Höhe	Breite	Höhe	Länge	Stärke		Länge	Breite	Stärke	Stärke	Abstand	Stärke	Abstand
50	63	66	70	60	137	168	36	75	304	94	30	18	108	20	236
55	68	71	76	65	152	178	42	81	320	106	32	20	115	22	254
60	73	78	82	70	161	190	44	86	340	112	33	20	120	22	270
65	74	84	90	71	174	208	48	92	362	122	34	23	136	25	296
70	87	90	96	84	186	220	52	97	384	130	35	23	144	25	308
75	93	95	104	90	196	234	55	103	402	138	35	25	154	27	324
80	98	102	110	95	210	248	58	109	424	146	38	25	161	28	345
85	103	107	116	100	220	265	63	115	448	154	38	28	172	30	364
90	111	113	122	108	230	276	65	120	468	162	38	28	180	31	378
95	117	120	130	114	242	290	70	132	490	170	40	30	188	33	398
100	123	130	134	120	255	308	70	136	510	180	40	30	200	33	416
105	129	130	142	126	266	314	75	138	532	188	40	30	205	34	432
110	133	138	150	130	276	330	80	145	556	196	44	33	215	36	454
115	140	143	155	137	290	340	80	150	596	206	45	33	225	36	470
120	147	150	160	144	300	350	85	155	598	214	48	33	233	36	486
125	153	155	168	150	312	360	90	162	618	225	50	35	240	38	507
130	158	163	175	155	322	380	90	168	642	232	51	35	253	38	531
135	163	171	180	160	335	392	96	173	662	242	53	35	260	38	544
140	171	176	188	168	346	410	96	181	690	250	56	38	270	40	568

Lager mit Schalen ohne vorspringende Ränder, Figur 5 und 6. — Dieses Lager gehört zu den Modellen der Maschinenfabrik von Cail & Comp. Statt vorspringender Ränder sind die Schalen mit 2 Vorsprüngen a im Mittel versehen, welche in entsprechenden Nuthen des Sitzes und Deckels gut eingepaßt sind. Da die Breite des Lagers gering ist, so haben die Schraubenwülste nicht halbcylindrische Form, sind auch nicht concentrisch mit den Schrauben. Uebrigens ist der Lagersitz A und der Deckel G in der Hauptsache und in Bezug auf die Schalen ebenso construirt, wie bei dem Normallager, nur ist die Schmierbüchse angegossen.

Dieses Lager gehört mit zu der in vorstehender Tafel angeführten Reihe von Lagern.

Kleines einfaches Lager, Figur 11 und 12. — Bei schwachen Wellen muß oft mehr Rücksicht auf Oekonomie, als auf Festigkeit genommen werden; ein solches Lager ist das in Figur 11 und 12 dargestellte Lager, bei welchem hauptsächlich nach einer bequemen und billigen Herstellung getrachtet worden ist. Die Schalen sind cylindrisch und

äußerlich abgedreht, so wie in einem ausgebohrten Lagersitz und Deckel gelagert. Der Kopf der Schrauben ist conisch geformt, um den Winkel zwischen der Sohlplatte und dem Lagersitz möglichst wenig zu schwächen und um die Vertiefung mit einer Fraise machen zu können, was billiger zu stehen kommt, als eine ausgehauene viereckige Vertiefung; jedoch hat man hierbei den Nachtheil, daß die Schraubenbolzen sich beim Anziehen der Mutter drehen können, weshalb man sie mit einer Nase zu versehen pflegt. Dieser Nachtheil ist jedoch gering, wenn die Muttern leicht gehen, und verschwindet ganz, sobald die Muttern gegen den Deckel einmal angezogen sind. Um eine gute Schmierung zu erhalten, ist die Schmierbüchse, welche am Deckel angegossen ist, von länglicher Form hergestellt und geht über die ganze Länge des Deckels weg, sodaß man eine viel vollkommenere Schmierung erhält, als bei den noch oft angewandten einfachen Schmierlöchern ohne allen Schmierbecher.

Seitwärts angeschraubtes Zapfenlager, Fig. 13 und 14. — Diese Lager werden gegen eine verticale Wand befestigt, haben aber eine horizontale Schnittebene, die also rechtwinkelig zur Lagerplatte steht. Man muß nämlich den Deckel abnehmen können, ohne dadurch die Welle ihrer Unterstützung zu berauben, wie es der Fall sein würde, wollte man ein gewöhnliches Lager gegen eine verticale Wand befestigen, wobei man zugleich die Möglichkeit verliert, das Lager durch eine gewöhnliche Schmierbüchse zu schmieren. Vorstehende Einrichtung erfüllt den Zweck vollständig. Der Lagersitz A ist winkelig zur Lagerplatte b gegossen, welche durch 2 Schrauben c gegen die verticale Wand befestigt ist, und auf einem Vorsprung d ruht, sodaß es sich nicht verschieben kann, wenn auch die Schraubenlöcher in der Platte b länglich geformt sind. Weil nun bei dieser Einrichtung die eine Deckelschraube wegfallen muß, so wird an ihrer Stelle ein Keil e angebracht, welcher zwischen den Deckel und eine Nase f an der Lagerplatte eingelegt wird. Der übrig bleibende Schraubenbolzen geht entweder ganz durch, oder ist im Lagersitz mit dem Kopfe eingelassen, oder in einem Muttergewinde befestigt. Feste Schraubenbolzen sind nicht anwendbar, weil man den Deckel nicht um mehr, als die Dicke des Keiles e anheben kann, auch greift aus diesem Grunde der Deckel nur um eine geringe Größe und mit abgeschrägten Kanten in den Lagersitz ein. Die Lagerschalen erhalten am zweckmäßigsten äußerlich eine achteckige Gestalt, wobei die Ecken des Lagersitzes am wenigsten geschwächt werden und das Abnehmen des Deckels sehr erleichtert wird.

Stirnlager mit verticaler Lagerplatte, Figur 15 und 16. — Wenn für die Lagerplatte eines an einem horizontalen Balken I anzuschraubenden Lagers A der nöthige Raum auf der oberen Fläche des letzteren fehlt, so wird das Lager nach Art von Figur 15 an einer verticalen Fläche des Balkens befestigt. Die Lagerplatte b befindet sich dann in der Verlängerung der einen Stirnfläche des Lagers und trägt Letzteres mittelst zweier Verstärkungsribben e. Eine breite Nase d, womit das Lager auf der oberen Fläche des Balkens aufsitzt, schützt, wie bei Figur 13, gegen eine Senkung des Lagers und entlastet die beiden Befestigungsschrauben c. Die Lagerschalen sind ebenfalls cylindrisch abgedreht, was bei derartigen leichten Lagern am passendsten erscheint. Die Deckelschrauben sind im Lagersitz A mittelst Muttergewinde befestigt und am oberen Ende mit Schraube und Mutter versehen, was weit solider ist, als das Verfahren, die Bolzen blos im Muttergewinde des Lagersitzes einzuschrauben, weil sich Letzteres sehr bald ausnutzt.

Vereinfachtes Lager von Faivre, Tafel 28, Figur 17, 18 und 19. — Wir haben bereits oben bemerkt, daß die Ränder oder Vorsprünge an den Lagerschalen zwar sehr geeignet sind, diese Schalen an jeder Verschiebung zu verhindern, daß sie aber zugleich den Nachtheil haben, die Berührungsfläche zu verdecken, sodaß man sich nicht gut überzeugen kann, ob die Schalen genau eingepaßt sind. Ebenso bemerkten wir aber auch, daß andere Vorsprünge, wie Federn zwar das Nachsehen nach der Genauigkeit des Aufpassens erleichtern, das Aufpassen selbst aber eher noch erschweren. Bei dem Faivre'schen Lager sind die Deckelschrauben zur Feststellung der Schalen benutzt und Letztere erhalten daher keine Vorsprünge, sind also sehr gut aufzupassen. Der Lagersitz ist ganz ähnlich wie sonst, die untere Lagerschale hat die Form eines halben Achteckes, die obere ist rectangulär, beide haben, ebensowenig wie Lagersitz oder Deckel, irgend einen Vorsprung. Die Schrauben gehen nicht durch das Lageruntertheil hindurch, sondern ihre ⊥-förmig angesetzten Köpfe sind in entsprechenden rectangulären Vertiefungen des Lagersitzes versenkt, während der übrige Bolzen unten quadratisch und im Deckel rund ist. Sie greifen ein wenig in eine entsprechende Nuthe an der Außenfläche der Lagerschalen ein und hindern sie dadurch gegen jede Verschiebung. Diese Einrichtung gewährt die bequemste Abrichtung der Contactflächen zwischen Lager und Schalen, und sind sie zusammengepaßt, so brauchen nur die Nuthen, welche die Schrauben ausfüllen sollen, etwas nachgebessert zu werden. Natürlich werden die Schrauben eher eingelegt als die Schalen. Die Schalen stehen zu beiden Seiten nur sehr wenig über das Lager vor, um den Wellhälsen etwas Anstand zu bieten, welche sich sonst leicht in das Metall einarbeiten würden, und die Stirn der Schalen wird daher ringförmig abgedreht.

Nachstellbares Lager, Figur 20 bis 22. — Sehr häufig findet der Zapfendruck nur in der Richtung nach unten statt, ist aber bedeutend und erzeugt also eine starke Abnutzung, während das Lager dergestalt eingerichtet sein muß, daß die Are ihre Lage nicht verändern kann. In solchen Fällen hat der Lagerdeckel keinen weiteren Nutzen,

als den Zapfen gegen Staub und andere Beschädigungen zu schützen, kann also viel schwächer gehalten werden, wogegen man eine nachstellbare untere Lagerschale anwenden muß.

Figur 20 zeigt die Seitenansicht, Figur 21 die obere Ansicht und Figur 22 den Durchschnitt durch ein solches Lager. Es hat vor allen Dingen das Eigenthümliche, daß statt der Lagerschale ein Lager von Gajac-Holz angewendet ist, was für Wasserräder sehr zweckmäßig ist. Das Lageruntertheil A ist von rectangulärer Form, so wie das Lagerklötzchen B, welches darin liegt und durch Ränder an beiden Seiten festgehalten wird. Diese Theile müssen gut zusammengearbeitet sein. Das Lagerklötzchen wird von zwei Gegenkeilen b, c getragen, welche durch den Lagersitz der Länge nach hindurchgehen und in entsprechenden Schlitzen ruhen. Die Keile c sind mit Schraube und Mutter, die Gegenkeile b mit Bügel d versehen, um das Loswerden zu verhindern. Allerdings muß bei zwei Gegenkeilen das Anziehen mit Accurateſſe ausgeführt werden, damit das Lager stets gehörig horizontal bleibt, bei so breiten Lagern wäre aber ein Gegenkeil zu wenig, auch wäre ein Keil in der Mitte, wegen der Schrauben im Wege. Die Seitenwangen des Lageruntertheiles, welche keinen Druck aufzunehmen haben, können schwach gehalten sein, sind aber durch zwei Ribben e verstärkt, zwischen welchen die Muttersitze f für die Lagerplattenschrauben angebracht sind. Letztere sind etwas erhöht, damit man bequem zu den Muttern gelangen kann. Das Lager steht auf einer Fundamentplatte C, welche unten durch eine Ribbe g im Mittel verstärkt ist, und oben zwei Nasen h trägt, zwischen denen die Lagerplatte durch Keile i justirt und befestigt wird. Der Lagerdeckel ist durch einen gegossenen Bügel D ersetzt, welcher an den Enden durch umgebogene Ränder l und außerdem durch zwei Schrauben k befestigt ist und einen Schmierbehälter j von der ganzen Breite des Lagers trägt, welcher seinen zähflüssigen Inhalt durch eine schmale, aber lange Spalte an den Zapfen abgiebt. Der Deckel liegt übrigens gar nicht auf dem Zapfen auf.

Lager mit kugelförmigen Schalen, Figur 23 und 24. — Dieses Lager soll dem Wellzapfen eine oscillatorische Bewegung in den durch die Längen- und Breitenaxe des Lagers zu legenden Ebenen gestatten; daher ist die Einlagerung der Schalen im Lagersitz und Deckel mittelst sphärischer Flächen bewirkt, welche mit dem Mittelpunkt a concentrisch, aber nicht breiter sind, als es die Oscillationsbewegung verlangt. Der mittlere Theil der Schalen und des Lagers ist also auf der Rückseite, respective Innenseite, ausgenommen, wie es Figur 24 deutlich erkennen läßt. Damit sich die Schalen nicht im Kreise drehen können, ist im Lagersitze ein Stift b eingeschraubt, welcher in eine längliche Vertiefung der Schale eingreift und nur in der Richtung der Welle eine gewisse Verschiebung gestattet, und am Deckel ist das Schmierrohr c mit zu diesem Zwecke verwendet, indem es in einen ähnlichen länglichen Becher an der oberen Lagerschale hinabreicht. Diese Vorrichtung mit kugelförmigen Schalen ist jedenfalls viel vortheilhafter, als die zur Erreichung desselben Zweckes angewendeten sphärischen Zapfen, weil letztere eine viel größere Reibung und Abnutzung erzeugen.

Hängelager, Figur 25 und 26. — Die Hängelager sind bestimmt zur Auflagerung horizontaler Transmiſſionswellen, welche unter der Decke der Maschinenräume hingeführt sind. Sie bestehen aus dem eigentlichen Lager A, welches an einer Säule B seitwärts befestigt ist, und aus der Lagerplatte C, auf welcher die Säule B angegossen ist und durch Winkelribben D abgesteift wird. Diese Ribben endigen in zwei Erhöhungen a für die 4 Schrauben, durch welche die Platte an den Balken der Decke befestigt ist.

Man wendet mannichfache Modificationen dieser Construction an, z. B. es werden an derselben Säule zwei Lager nach entgegengesetzten Seiten, also für zwei parallele Wellen angebracht, oder sie trägt zwei Lager, die um 90 Grad gegeneinander verwendet sind, deren Wellen also normal zu einander stehen u. s. w.

Da es von großem Werthe ist, den Abstand des Lagermittels von der Säule möglichst zu vermindern, so ist blos eine Deckelschraube b angewendet und das andere Ende des Deckels E ist unter einen an der Säule befindlichen Vorsprung c geschoben und wird durch das Anziehen der Schraube b dagegen angedrückt, weil der Deckel im Mittel auf der Lagerschale aufliegt. Will man nun den Deckel entfernen, so muß man die Schraube ganz heraus ziehen, sie ist daher nicht fest gemacht, sondern ihr abgerundeter Kopf liegt unten frei. Der Deckel darf auch nicht in das Lageruntertheil eingreifen, damit er zur Seite herausgezogen werden kann, er ist vielmehr nur abgeschrägt an der Seite der Schraube und läßt auf der anderen Seite einen dreieckigen Raum über der Lagerschale unausgefüllt. Der Lagersitz erhält mehr Breite als bei anderen Lagern. Die Säule B ist hohl gegossen mit 15 bis 18 Millimeter Wandstärke, aber die Ribben vermehren sehr ihre Widerstandsfähigkeit.

Allgemeine Proportionen lassen sich nicht wohl aufstellen, da der Seitendruck, welchen das Hängelager in Folge der auf der Welle reitenden Riemenscheiben und Riemen erfährt, von der Zahl und Lage der letzteren abhängt und weil die Widerstandsfähigkeit des Hängelagers bei verschiedenem Abstande des Lagers von der Decke eine verschiedene wird. Nur soviel läßt sich im Allgemeinen sagen, daß man den Abstand der Schrauben a eher größer, niemals aber viel kleiner, als den Abstand der Welle von der Platte C annehmen muß.

Hängelager für drei Wellen, Figur 27, 28 u. 29. — In dem allgemeinen Arrangement ist dieses Hängelager dem vorigen ganz ähnlich, doch dient es für drei Wellen, wovon zwei in derselben Richtung, die dritte aber rechtwinkelig zu den ersten beiden liegt, z. B. für eine Welle, welche durch conische Räder zwei andere Wellen treibt. Es ist also dafür Sorge getragen, daß man die drei Zapfen mit Leichtigkeit in einer horizontalen Ebene erhalten kann, wenn sie sich abgenützt haben sollten. Es ist nämlich nur der Sitz des ersten Zapfens A fest, wogegen die Lager der beiden anderen Zapfen beliebig verstellbar sind.

Das Hängelager wird gebildet durch eine verticale Säule C mit zwei Seitenribben E, welche am unteren Ende in bearbeitete Platten zur Aufnahme der beiden Lager F auslaufen, und durch eine Lagerplatte D. Das mittelste Lager ist in einer oblongen Durchbrechung G der Säule aufgestellt und besteht aus den Schalen a, wovon die untere am Boden des Raumes G ruht, die obere aber von dem Deckel b aufgenommen wird, welcher durch zwei Keile c angezogen werden kann. Die Seitenlager F werden durch ein halbmuschelförmiges Unterstück mit einer verticalen Platte, welche mittelst der Schrauben d an den bearbeiteten Endplatten der Ribben E befestigt wird, und durch einen gleichgeformten Deckel e gebildet, welcher durch den Keil f angedrückt wird, und umschließen, wie gewöhnlich bronzene Schalen g. Da diese Lager in den Leisten E′ und h eine Führung haben, so genügt ein einzelner Bolzen d, welcher sich in einem länglichen Loche befindet, um sie zu befestigen und ein zwischen die Nase j und die Lagerplatte eingeschlagener Keil firirt die Lager vollständig. Die Lagerplatte D des Hängelagers hat übrigens die Form eines T, dessen dritter Arm E″ (Figur 28) von der Säule C aus gestützt wird, und wird durch drei Schrauben am Deckengebälke befestigt.

Hängelager mit Führungsarm für die Ausrückegabel, Figur 30 und 31. — Bei diesem Hängelager finden wir in der Hauptsache wieder dieselbe Einrichtung, wie bei dem einfachen Hängelager, es ist aber noch außerdem ein Führungsarm für eine Ausrückegabel angebracht, welche dazu dient, den Riemen von der losen Riemenscheibe auf die feste zu schieben und umgekehrt. Man wendet solche Lager zur Aufhängung solcher Wellen an, welche die Bewegung an eine besondere Maschine übertragen, welche der Arbeiter beliebig ein- und auszurücken im Stande sein muß.

Der Lagersitz A und der Deckel B bilden einen cylindrischen Wulst, welcher mit der Lagerplatte C durch eine liraförmige, im Mittel ausgenommene Platte a mit breiten Ribben b am Rande verbunden ist. Der Deckel B ist halbmuschelförmig und mit der schräg geschnittenen, glatt anliegenden Fortsetzung c versehen, welche durch einen quer hindurchgehenden Bolzen d befestigt wird, und einen Schmierbecher e trägt, der natürlich senkrecht steht. Dieses Lager, welches sich durch seine gefällige Form empfiehlt, findet bei leichten Wellen Anwendung.

Liraförmiges Hängelager, Figur 32 und 33. — Die bisher beschriebenen Hängelager sind sämmtlich mit der Rücksicht construirt, daß die Welle sich leicht aus den Lagern heben lassen solle, wie es bei langen Wellen, welche durch mehrere Lager gestützt sind, nothwendig ist. Daher ist bei allen diesen Hängelagern das Lager offen neben die Hängesäulen gestellt, was zwar obigem Zwecke vollständig entspricht, aber wegen der excentrischen Belastung der Hängesäule eine bedeutende Verstärkung der letzteren nöthig macht.

Bei kurzen Wellen dagegen, welche nur an zwei Punkten aufgelagert sind, kann man die Construction wählen, welche in Figur 32 und 33 dargestellt ist und bei welcher das Lager A mit der Lagerplatte C durch zwei gekrümmte oder gerade, symmetrisch gelegene Beine D verbunden ist, deren Querschnitt nach Figur 33 ⊤-förmig ist. Alsdann hat man genügenden Platz, um dem Lagerdeckel B die gewöhnliche Form zu geben, kann auch statt der in der Zeichnung dargestellten festen Schrauben lose Schrauben anwenden, welche durch das Lageruntertheil hindurchgehen.

Wo diese Construction anwendbar ist, verdient sie den Vorzug, weil sie bei größerer Leichtigkeit größere Sicherheit gewährt und die durch Ausspringen der Wellen möglicherweise entstehenden Beschädigungen unmöglich macht. Man kann auch das Lager ganz unabhängig vom Support machen, wenn man nach Art von Figur 9 auf Tafel 22 die Deckelschrauben zur Befestigung des Lagers benutzt, und in diesem Falle genießt man noch den Vortheil der leichteren Aufstellung, weil man das Lager seitwärts verschieben kann, um es genau zu centriren. Bei leichten Wellen kann man das Gewicht des Hängelagers auch noch dadurch reduciren, daß man den Theil der Lagerplatte C zwischen den beiden Beinen D ausfallen läßt, was jedoch für einigermaßen stärker belastete Hängelager nicht räthlich ist.

Bocklager, Figur 34 und 35. — Diese Lager haben dieselbe Bestimmung wie gewöhnliche Lager, nur mit dem Unterschiede, daß die zu unterstützende Welle höher über dem Boden liegt.

Das Lageruntertheil A bildet hier einen Theil eines gußeisernen Bockes B aus zwei ⌐-förmigen Beinen und der Schwelle C, welche sich darüber hinaus verlängert, um die Schrauben c aufzunehmen, mit denen der Bock auf der Fundamentplatte E befestigt wird. Aus dem Grundriß Figur 35 ersieht man, daß die Ribben b der Beine B sich nach unten immer mehr verbreitern, wobei jedoch die Zunahme nur auf der von der Welle abgewendeten Seite hin stattfindet, und daß die verticale Ribbe a eine ausgenommene glatte Wand auf der Innenseite bildet, was für die Ein-

führung der Lagerschrauben d große Erleichterung gewährt. Die Schwelle C ruht nur mit den bearbeiteten Enden, durch welche die Ankerschrauben c hindurchgehen, auf der Fundamentplatte E auf, und ist zwischen zwei angegossenen Nasen der letzteren Platte durch Keile e centrirt und eingespannt. Man erhält auf diese Weise eine sehr solide und gefällige Auflagerung.

Armengaud hat diesen Artikel noch weiter ausgedehnt, ohne doch den Gegenstand völlig erschöpft zu haben; wir glauben jedoch uns auf die mitgetheilten Modelle von Lagern beschränken zu müssen, welche die hauptsächlichsten Formen der Lager für liegende Wellen umfassen, und zwar um so mehr, da die soeben erschienene 3. Lieferung von Wiebe's „Lehre von den einfachen Maschinentheilen" diesen Gegenstand noch gründlicher behandelt.

Des Vergleiches halber führen wir hier noch an, welche Proportionaltheile Herr Professor Wiebe gefunden hat. Von der Ansicht ausgehend, daß sämmtliche Theile des Lagers dieselbe Widerstandsfähigkeit besitzen sollen, wie der Zapfen, selbst wenn sie durch die größten Drücke, welche der Zapfen auszuhalten vermag, in der ungünstigsten Weise in Anspruch genommen werden, damit ein und dasselbe Zapfenlagermodell in möglichst vielen verschiedenen Fällen Anwendung finden könne, gelangt Herr Professor Wiebe zu einer einfachen Beziehung zwischen der Stärke der Deckelschrauben d und des Zapfens D, nämlich

$$d = \tfrac{1}{3} D,$$

und hierin besteht der wichtigste Unterschied gegen die Auffassung Armengaud's. Es folgt alsdann unter der Annahme, daß die Lagerschalen

$$c = \tfrac{1}{12} D$$

zur Stärke, die Schraubenwülste

$$r = d$$

zum Halbmesser und

$$r' = d$$

zum Abstand von der Höhlung erhalten sollen (vgl. Fig. 1 auf Tafel 22), daß der Abstand der Deckelschrauben von einander

$$E = 1\tfrac{1}{6} D$$

anzunehmen ist. Erhalten die beiden Befestigungsschrauben ebenfalls den Durchmesser d, so muß ihre Entfernung

$$E' = 3{,}5\, D$$

genommen werden, und hieraus ergiebt sich die erforderliche Stärke der Bodenplatte im Mittel, wenn sie als ein in der Mitte belasteter balkenförmiger Körper betrachtet wird, zu

$$C'' = \tfrac{2}{3} D$$

und die Höhe des Zapfenmittels über dem Boden zu

$$\tfrac{5}{4} D.$$

Für den Lagerdeckel findet sich durch dieselbe Berechnung, welche für die Lagerplatte angestellt wurde, die Stärke im Mittel

$$C' = 0{,}5\, D.$$

Sind zwei Schrauben auf jeder Seite vorhanden, so wird ihre Stärke nur $\sqrt{\frac{1}{2}} = 0{,}707$ mal so groß angenommen, was auf das einfache Verhältniß

$$d = \tfrac{1}{4} D$$

führt; und man soll stets 4 Schrauben anwenden, wenn die Bolzenstärke für 2 Schrauben über $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ Zoll betrüge, übrigens aber nie mehr als 26500 Pfund Zug pro Quadratzoll Querschnitt zulassen.

Die Grundplatte erhält bei der Zapfenlänge $L = \tfrac{4}{3} D$
die Breite $l' = \tfrac{7}{6} D$,
die Länge $4{,}5\, D$.

Es ist nach diesen Verhältnissen eine Suite von 17 Modellen von 1 bis 12 Zoll Zapfendurchmesser aufgestellt worden, welche, da jedes Modell auch für einen etwas schwächeren Zapfen benutzt werden kann, für 24 verschiedene Zapfen paßt. Aus dieser Tabelle und aus der Vergleichung der obigen Formeln mit den auf Seite 186 u. flgde. gegebenen Armengaud'schen Formeln zeigt sich namentlich in Bezug auf die Schraubenstärken ein großer Unterschied, auch sind die Wiebe'schen Lager schmäler und bauen nicht so breit. Jedenfalls verdienen diese neuen Ergebnisse der Theorie alle Beachtung, wenn auch nicht zu leugnen ist, daß dabei Voraussetzungen gemacht worden sind, welchen man glücklicherweise in der Praxis fast nie vereinigt begegnen wird.

Erfahrungen über die Wasserhaltung mittelst transportabler Dampfmaschinen.

Im zweiten Bande unserer Zeitschrift, S. 250, sind durch Herrn Betriebsoberinspector V. Tauberth die Erfahrungen über die Wasserhaltung beim Bau der Marienbrücke in Dresden mitgetheilt worden, welche bei Anwendung einer horizontalen sechspferdigen Dampfmaschine mit Henschel'schen Röhrenkesseln gewonnen wurden. Nachstehend entlehnen wir aus den Annales des ponts et chaussées, 1857, 1. cah., einige Angaben über die auf der Bahn von Tours nach Bordeaux im Jahre 1851 durch die Herren Morandière und Compaing gemachten Erfahrungen über die Wasserhaltung mittelst einer transportablen Dampfmaschine.

Die Maſchine hatte 7 Pferdekräfte, arbeitete mit Hochdruck ohne Condenſation und war wie eine kleine Locomotive gebaut, deren Keſſel 24 Heizröhren von etwas größerer Weite als bei Locomotiven hatte. Der Cylinder lag außen; das Schwungrad, welches von der Lenkerſtange bewegt wurde, hatte die Einrichtung, daß es ſeitwärts eine Riemenſcheibe aufnehmen konnte, deren Durchmeſſer nach der Größe der mittelſt Riemen zu übertragenden Kraft bemeſſen wurde. Die Maſchine ſtand auf 4 Rädern und wog incl. Räder und Anſpannvorrichtung 3500 Kilogramme, ſodaß ſie durch 4 Pferde mit Bequemlichkeit transportirt werden konnte. Die Aufſtellung iſt ſehr einfach und fordert wenig Platz, da ein Schuppen von 4 Meter Länge und 3 Meter Breite zur Aufnahme der Maſchine ſammt Kohlen- und Waſſervorrath hinreicht.

Nachſtehende Tabelle giebt eine Zuſammenſtellung der beobachteten Leiſtungen und Koſten, wobei zu bemerken iſt,

1. daß doppelte Pumpen mit 25 Centimeter Durchmeſſer und 0,145 Meter Hub angewendet wurden, welche halb ſoviel Spiele als die Maſchine machten,

2. daß auch mit Archimed'ſchen Schrauben von 54 Centimeter äußerem Durchmeſſer und 6 Meter Länge gearbeitet wurde, welche ebenfalls halb ſoviel Spiele als die Maſchine machten.

Bezeichnung der Baugrube	Zeit der Anwendung	Dauer der Arbeit Stunden	Zahl der		Geleiſtete Arbeit			Spielzahl der Maſchine pro Minute	Coksverbrauch Kilogr.	Ganzer Aufwand für die Maſchine Francs
			Pumpen	Schrauben	Gehobenes Waſſer Cubikmeter	Hubhöhe Meter	Wirkliche Hubhöhe Meter			
Brücke de l'Hermitage über den Clain	vom 15. bis 25. Auguſt	192	3	—	20000	3,00	2,40	100	1920	384
Chauſſeebrücke über einen Arm des Clain	vom 12. bis 30. September	288	3	—	27000	3,00	2,40	109	2900	500
Ableitung des Clain bei der Brücke von Saint-Benoist	vom 29. Oct. bis 15. Decbr.	600	—	2	110000	2,20	1,80	88	5800	629
	Summe	1080			157000			96	10620	1513

Im Ganzen hat alſo dieſe Maſchine 1080 Stunden gearbeitet, 10620 Kilogramme Cokes oder ungefähr 10 Kilogramme Cokes pro Stunde verbrannt und einen Aufwand von 1513 Francs oder 1,4 Francs pro Stunde verurſacht.

Bei den einzelnen Bauen beträgt dagegen der ſtündliche Aufwand:

an der Brücke de l'Hermitage . . 2,00 Frcs.
an der Chauſſeebrücke . . . . . 1,735 „
und bei der Brücke von Saint-Benoist 1,05 „

Herr Morandière erklärt dieſe Unterſchiede dadurch, daß er annimmt, daß in der erſten Zeit der Anwendung der Maſchiniſt die Behandlung der Maſchine noch nicht vollſtändig verſtand, ferner dadurch, daß die Generalkoſten nicht ganz genau vertheilt werden konnten und endlich dadurch, daß bei dem dritten Bau die Maſchine länger und viel regelmäßiger im Gange war. Er nimmt daher 1,4 Francs als mittleren Aufwand pro Stunde an und bildet hiernach folgende Zuſammenſtellung:

	Brücke de l'Hermitage 3 Pumpen	Chauſſeebrücke 3 Pumpen	Ableitung des Clain 2 Schrauben	Summe aller 3 Baugruben
Gehobene Waſſermenge pro Stunde in Cubikmetern	104	94	183	145
Ganze Hubhöhe in Metern	3,0	3,0	2,2	2,44
Nützliche Hubhöhe in Metern	2,4	2,4	1,8	1,98
Aufwand pro Cubikmeter gehobenes Waſſer in Francs	0,0135	0,0149	0,0077	0,0096
Gehobene auf 1 Meter nützliche Hubhöhe gehobene Waſſermenge in Cubikmetern .	48000	64800	198000	310800
Stündliche „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ .	250	225	330	287
Koſten pro Cubikmeter und pro Meter Höhe, in Francs	0,0056	0,0062	0,0043	0,00485
Waſſermenge, welche bei jeder Pumpe oder Schraube ſtündlich 1 Meter hoch gehoben wurde	83	75	165	

Hiernach ſind im Mittel 145 Cubikmeter Waſſer auf 1,98 Meter nützliche Höhe mit einem Aufwande von ungefähr 0,01 Francs gehoben worden oder 287 Cubikmeter auf 1 Meter Höhe mit ungefähr 0,005 Francs Koſten. Eine Pumpe hat ſtündlich im Mittel 79 Cubikmeter, eine Schraube 165 Cubikmeter Waſſer auf 1 Meter Höhe gehoben und die Maſchine hat durchſchnittlich pro Stunde 145 Cubikmeter Waſſer auf 2,44 Meter Höhe oder 354 Cubikmeter Waſſer auf 1 Meter Höhe, alſo ungefähr 0,1 Cubikmeter pro Secunde auf 1 Meter Höhe gehoben, was einer Leiſtung von 100 Kilogrammetern gleichkommt. Nimmt man nun einen Wirkungsgrad = 0,66 an, ſo ergiebt ſich, daß die Maſchine nur 150 Kilogrammeter pro Secunde oder genau 2 Pferdekräfte zu leiſten gehabt hat.

Morandière hat Gelegenheit gehabt, noch vielfache andere Beobachtungen über Waſſerhaltungsmaſchinen anzuſtellen, namentlich am Indre-Viaduct, und giebt an, daß man von den verſchiedenen Waſſerhaltungsmethoden folgende Leiſtungen und Koſten zu erwarten hat.

Art der Waſſerhaltungsmaſchinen	Tägliche Arbeitszeit in Stunden	Waſſermenge in Cubikmetern, welche ein Menſch auf 1 Meter Höhe hebt		Tagelohn eines Arbeiters in Francs	Koſten pro Cubikmeter Waſſer gehoben auf 1 Meter Höhe in Francs	Waſſermenge, welche pro Stunde gehoben werden kann, in Cubikmetern	Koſten pr. Stunde Arbeit in Francs	Grenzen der Hubhöhe, für welche die betreffende Methode angewendet wird in Metern
		pro Stunde	pro Tag					
I. Archimediſche Schraube								
1. bewegt durch Menſchen . . .	6	12,75	76,50	2,70	0,035	102,00	3,60	2 bis 4
2. getrieben durch Pferde . . .	〃	〃	〃	〃	0,009	85,50	0,75	desgl.
3. getrieben durch Dampf . . .	〃	〃	〃	〃	0,0043	165,00	0,70	desgl.
II. Pumpen								
4. bewegt durch Menſchen . . .	6	9,00	54,00	2,70	0,050	54,00	2,70	1 bis 8
5. getrieben durch Pferde . . .	〃	〃	〃	〃	0,011	66,00	0,75	desgl.
6. getrieben durch Dampf . . .	〃	〃	〃	〃	0,006	79,00	0,47	desgl.
III. Schöpfwerke.								
7. Gewöhnliche Waſſerſchaufel . .	8	6,00	48,00	2,00	0,042	〃	0,25	0 bis 1,2
8. Holländiſche oder Wurfſchaufel	8	15,00	120,00	2,00	0,017	〃	0,25	desgl.
9. Eimer	8	4,00	32,00	2,00	0,063	〃	0,25	0 bis 1,8
10. Eimer am Haſpel	6	15,00	90,00	2,70	0,030	〃	0,45	4 bis 20

Man ſieht alſo, daß für alle Waſſerhaltungspunkte, welche längere Zeit beanſpruchen, die Anwendung des Dampfes eine Erſparniß von mindeſtens 50 Procent gegen Pferdekraft und von 90 Procent gegen Menſchenkraft gewährt.

Hätte die angewendete kleine Dampfmaſchine ſtatt mit $2\frac{1}{2}$ Atmoſphären Druck mit höherer Spannung gearbeitet und wäre Condenſation daran angebracht geweſen, ſo würde die Erſparniß noch weit größer geweſen ſein.

Im Allgemeinen muß man als Vorzüge der Waſſerhaltung mittelſt kleiner transportabler Dampfmaſchinen anführen, daß ſie erſtens weit ökonomiſcher iſt, ferner, daß ſie die große Zahl von Arbeitern, welche oft höchſt ſtörend iſt, beſeitigt, drittens, daß man über eine anſehnliche Maſchinenkraft verfügen kann, endlich, daß ſie die Zahl der Waſſerhebungsmaſchinen zu vermindern und viel an Platz zu erſparen geſtattet.

Es ſchließt ſich hier paſſend eine in den Annales des ponts et chaussées, 1856, 2. cah., enthaltene Notiz über die Waſſerhaltung mit Schneckenrädern an, von denen im 2. Bande der früheren Reihe dieſer Zeitſchrift („Ingenieur" von Bornemann u. ſ. w.), Seite 46, Beſchreibungen und Abbildungen gegeben worden ſind.

Die betreffenden Räder waren aus Blech und Winkeleiſen nach Art des a. a. O., in Figur 1 auf Tafel III, dargeſtellten Rades conſtruirt, koſteten pro Kilogramm zwiſchen 1 bis 1,1 Francs, und wurden durch Dampf getrieben, wobei die Bewegungsübertragung durch ein Univerſalgelenk, dann aber durch Riemen- und Schnuren-Vorgelege erfolgte.

Beim Bau der Schleuße der Münze in Paris beſaß das Rad 7 Meter Höhe und 1 Meter Weite und machte 8 Umdrehungen, während die Dampfmaſchine 24 machte. Im Jahre 1852 beobachtete man, daß es pro Secunde 0,73 Cubikmeter Waſſer auf 2,15 Meter Höhe hob und daß dabei pro Stunde 150 Kilogramme Kohle conſumirt wurden. Es fehlen aber dynamometriſche Beſtimmungen der vom Motor ausgeübten Leiſtung, ſodaß man hieraus nur angeben kann, daß ſtündlich $60.60.0{,}73.2{,}15 = 5650$

Cubikmeter Waſſer auf 1 Meter Höhe gehoben wurden, was einer Nutzleiſtung von ungefähr 21 Pferdekräften entſpricht, und daß pro Pferdekraft ſtündlich 7,14 Kilogramme Kohle verbrannt wurden, während bei den oben angeführten Verſuchen mit der transportablen Maſchine ſtündlich 287 Cubikmeter auf 1 Meter Höhe gehoben wurden, was einer Nutzleiſtung von 1,06 Pferdekraft entſpricht, mit einem ſtündlichen Brennmaterialverbrauch von 10 Kilogrammen an Cokes, was ungefähr 8 Kilogrammen Kohle gleichzuſetzen iſt, alſo mit einem ſtündlichen Kohlenverbrauch von 7,55 Kilogrammen pro Pferdekraft. Jedenfalls wäre das Reſultat des Schneckenrades günſtiger ausgefallen, wenn durch die fehlerhafte Transmiſſion nicht ſo viel Arbeit verzehrt worden wäre.

Ein zweites, 10,5 Meter hohes Schneckenrad wurde beim Bau der Schleuße de Meulan angewendet, um das Waſſer 4,5 bis 4,6 Meter hoch zu heben. Es lieferte ungefähr 10 Cubikmeter pro Minute oder 14400 Cubikmeter Waſſer pro Tag, gab alſo eine Nutzleiſtung von 10 Pferdekräften. Da nun andererſeits die Koſten pro Tag 279,43 Francs betrugen, ſo ſtellt ſich heraus, daß eine Pferdekraft Nutzleiſtung ſtündlich 1,164 Francs koſtete. Nach Morandière koſtete die transportable Dampfmaſchine ſtündlich 1,4 Francs, und da ſie mit 1,06 Pferdekräften Nutzleiſtung arbeitete, ſo ſtellt ſich dort der ſtündliche Aufwand pro Pferdekraft Nutzleiſtung auf 1,32 Francs heraus.

Vergleichen wir noch die Leiſtung der Eingangs erwähnten, bei der Marienbrücke in Dresden verwendeten Maſchinerie, ſo ſehen wir, daß die dortige Dampfmaſchine bei einer Nutzleiſtung der Pumpen von ungefähr 3,5 Pferdekräften, wenn man nämlich annimmt, daß pro Minute 150 Cubikfuß Waſſer auf 15 Fuß Höhe gehoben wurden, einen ſtündlichen Aufwand von 17 Ngr. verurſacht hat, daß alſo die nützliche Pferdekraft pro Stunde nur 4,86 Ngr. = 0,607 Francs zu ſtehen kam. Der Aufwand an Brennmaterial betrug 58,8 Procent hiervon.

Dieſer günſtige Effect dürfte theils dem langſameren und für Pumpen angemeſſeneren Gange des Gezeuges, welches hier nur 14 bis 15 Spiele, bei den Bauen an der Eiſenbahn von Tours nach Bordeaux aber 50 Spiele machte, theils der vortheilhafteren Feuerung und der Billigkeit des Brennmaterials zuzuſchreiben ſein.

Endlich citiren wir hier als Gegenſtück noch aus dem 1. Bande dieſer Zeitſchrift, Seite 32, die Erfahrungen mit einem durch eine ſtationäre Dampfmaſchine getriebenen, 39 engl. Fuß hohen und 10 Fuß weiten Schöpfrade zu Cheſapeak-City in Nordamerika, welches bei einem Kohlenverbrauch von 539 engl. Pfunden eine Nutzleiſtung von 215 625000 Fußpfunden ergab, indem 20000 Cubikfuß Waſſer auf 17 Fuß 3 Zoll Höhe gehoben wurden. Der Kohlenaufwand pro Pferdekraft Nutzleiſtung beträgt ſonach nur

$$\frac{543 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 539}{215\,625000} = \frac{539}{110{,}3} = 4{,}886 \text{ engl. Pfund}$$

oder 2,216 Kilogramme ſtündlich.

Hier erkennt man, welchen ungeheueren Vorzug die Anwendung der Expanſion und Condenſation verſchafft, welche allerdings nur bei ſtationären Dampfmaſchinen zweckmäßig angebracht werden kann.

K. B.

Neues Verfahren des Chauſſeebaues.

Von

Monnet.

Die Annales des ponts et chaussées, 1857, 1. cah., geben die ausführliche Beſchreibung der im Arrondiſſement von Saint-Claude angewendeten Methode zur Unterhaltung der Chauſſeen unter dem Titel: „Note sur les procédés suivis dans l'arrondissement de Saint-Claude pour l'emploi des matériaux destinés à l'entretien des chaussées en empierrement par M. Monnet, ingénieur des ponts et chaussées," und da dieſelbe ſehr viel Eigenthümliches beſitzt, ſo theilen wir nachſtehend einen kurzen Auszug aus dieſer Abhandlung mit.

Das neue Verfahren wurde zuerſt auf den das Juragebirge durchſchneidenden und dahin führenden Straßen Nr. 5, 78 und 83 angewendet, wovon erſtere beide als Gebirgsſtraßen, letztere als eine Chauſſee in der Ebene anzuſehen iſt. Die Erſteren haben gemeinhin ein Anſteigen von 4 bis 5 auf 100, ſind 8 Meter breit ohne Chauſſeegräben und haben am Rande der 6 bis 7 Meter breiten Fahrſtraße gepflaſterte Rinnen. Der Herbſt iſt in dieſen Gegenden trocken und die Regenzeit tritt erſt ganz kurz vor den Fröſten und dem Schneewetter ein; eine Frühlingszeit

giebt es kaum, da die Sommerhitze sogleich auf das Schmelzen des Schnees folgt; im Sommer treten häufige Gewittergüsse ein.

Der Frühling ließ sich sonach nicht nach der gewöhnlichen Methode zur Beschüttung der Straßen verwenden, vielmehr begann man damit vor Eintritt des Winters, und dies hatte zur Folge, daß die Straßen von Ende September an bis zum Eintritt des Winters, wegen des lose und unverbunden aufgegebenen Steinschlages, sehr schlecht fahrbar waren, daß der größte Theil des Materials ohne allen Nutzen zerfahren wurde und daß die Straßen stets schmutzig und von zahlreichen Geleisen durchfurcht blieben.

Als im Jahre 1849, wegen mangelnder Geldmittel, die strengste Sparsamkeit mit dem Material nothwendig wurde, mußte ängstlich auf Mittel gesonnen werden, wie man dieser unnützen Zerstörung des Schüttungsmaterials vorbeugen und letzteres so aufbringen könne, daß es nicht erst durch das Befahren fest gemacht und verbunden zu werden brauche. Der Oberingenieur l'Eveillé hatte hierzu in seiner Abhandlung über die Unterhaltung der Straßen auf den Champs-Elysées einen Fingerzeig gegeben,*) indem er die Steinschüttung durch Straßenabraum zu binden und durch Rammen zu befestigen lehrt, aber diese Methode hat mannichfache praktische Mängel, indem die Sortirung des Materials nach der Gröbe unsicher ist, über die erforderliche Quantität von Detritus nichts Näheres bestimmt wird, der Verbrauch an Wasser und der Aufwand für das mehrfach zu wiederholende Rammen sehr groß ist, auch das Verfahren bei feuchter Witterung fast unmöglich wird, daher gelangte Monnet erst durch mannichfache Versuche auf das nachstehend beschriebene Verfahren.

Man muß sich zunächst vergegenwärtigen, wie eine gute Chaussee zusammengesetzt ist. Die einzelnen Steine der Beschüttung können nur durch ein direct dazu gebrachtes Bindemittel oder durch den bei der Zerstörung eines Theiles dieser Steine entstehenden Detritus so zusammengekittet werden, daß sie eine feste Straße bilden. Untersucht man nun durch Aufgraben guter Strecken das Verhältniß zwischen der Menge der unzerstörten Steine und dem Abraum, so zeigt sich, daß unter sonst gleichen Verhältnissen dieses Verhältniß nur in engen Grenzen schwankt. Bei obigen Straßen findet sich im Straßenkörper 0,35 bis 0,45 Cubikmeter Detritus auf 1 Cubikmeter feste Steine, steigt die Quantität des Ersteren bis zu 0,5 Cubikmeter, so wird die Straße nur noch mittelmäßig sein, bei 0,75 Cubikmeter wird sie schlecht.

Hieraus folgt aber auch, daß man auf der Straße dieses richtige Verhältniß erhalten, daß man also fortwährend den Straßenkoth abziehen muß, was zugleich ein rascheres Ablaufen des Wassers, eine gleichmäßigere Benutzung der Straße durch die Fuhrwerke und eine geringere Abnutzung derselben zur Folge hat.

Die Zerstörung der Straßen ist aber eine doppelte, indem nicht nur die äußere Abnutzung, von welcher so eben die Rede war, ins Auge zu fassen ist, sondern auch die innere Zerstörung, welche durch die Reibung der Steine unter sich entsteht. Letztere wird um so geringer sein, je fester die Steine unter einander verbunden, je besser und in je richtigerem Verhältniß ihre Zwischenräume durch Detritus ausgefüllt sind. Je homogener die Beschaffenheit und Zusammensetzung eines Straßenkörpers ist, um so ebener und gleichförmiger wird natürlich auch ihre Oberfläche sein.

Um eine derartige Zusammensetzung des Straßenkörpers zu erlangen, stellt ihn Monnet durch eine Art Beton dar, welcher aus Steinen und angefeuchtetem Detritus besteht.

An Werkzeugen empfängt jeder Straßenwärter hierzu eine 12 bis 14 Liter fassende Gießkanne mit Brause und eine oder mehrere 12 bis 15 Kilogramme schwere hölzerne Rammen mit einem Klotze von 0,25 bis 0,3 Meter Durchmesser und einem 8 bis 10 Centimeter starken Schwanze mit Griff.

Der Steinschlag erhält zunächst die gewöhnliche Größe, wonach jeder Stein durch einen 6 Centimeter weiten Ring gehen muß, und wird alsdann mittelst eines Rätters in grobe, mittele und klare Steine sortirt. Das Rättersieb liegt in einem 1,5 Meter langen, 0,5 Meter breiten Rahmen und hat 3 Abtheilungen, wovon die erste quadratische Löcher von 15 Millimeter Seitenlänge, die zweite solche von 3 Centimeter und die dritte Löcher von 5 Centimeter Seitenlänge besitzt. An den schmalen Seiten des Rahmens sind Aufhängeketten, an den langen Seiten Handhaben zum Hin- und Herschütteln angebracht und das Sieb hängt mit 30 Grad Neigung an einem eisernen Gestelle, und zwar dergestalt, daß die feinste Abtheilung oben liegt. Diejenigen Steine, welche auf dem Siebe zurückbleiben und durch keine der drei Abtheilungen fallen, sind meist von vorschriftswidriger Größe.

Wenn man eine Stelle der Straße ausbessern will, so stellt man erst eine Arbeitsgrube her, indem man die auszubessernde Stelle umzeichnet und dann dergestalt aushebt, daß die Ränder vertical abgestochen werden und der Boden 6 bis 7 Centimeter unter der künftigen Oberfläche liegt, dann räumt man die Grube mittelst Schaufel und Besen aus, sortirt das gewonnene Material und thut es zu den Vorräthen, endlich feuchtet man die Grube etwas an.

Nun wird ein Beton angefertigt, welcher dem Volumen nach aus vier Theilen groben Steinen und einem Theile Straßenabraum besteht und durch soviel Wasser angefeuchtet wird, als zu einer consistenten Masse erforderlich

*) Vergl. „Der Ingenieur" von Bornemann u. s. w., Bd. I, S. 271.

iſt. Das Gemenge, welches unter Umſtänden wohl etwas abgeändert werden muß, muß genau eingehalten und mit aller Vorſicht wie ein eigentlicher Beton gemacht werden. Man darf alſo keinen Stein ſehen, der nicht von Mörtel bedeckt wäre und keine Anhäufung von Bindematerial ohne Stein. Uebrigens darf man nie mehr anfertigen, als man eben braucht.

Das Eintragen des Betons geſchieht wie gewöhnlich, man gleicht mit der Schaufel aus und rammelt darauf ſtark, bis die Oberfläche des Gußes die beabſichtigte Höhe angenommen hat, die Grube gut ausgefüllt iſt und weder Steinſpitzen noch Löcher ſichtbar ſind. Auch der ſchwerſte Wagen darf keinen Eindruck darauf hinterlaſſen. Hierbei muß ſehr gut gearbeitet werden; wenn das Ausgleichen mit der Schaufel nicht gut gemacht worden iſt, ſo verurſacht das Rammeln ein bedeutendes Setzen und die Oberfläche wird ungleich; wenn das Rammeln nicht ſtark genug geweſen iſt, ſo bilden ſich kleine Wülſte und Grübchen auf der Oberfläche. Nach dieſem erſten Rammeln überſtreut man die Oberfläche mit Steinen von der Sorte Nr. 2 und rammt wieder ſo lange, bis ſie verſchwunden und in die Zwiſchenräume der gröberen Steine eingedrungen ſind, ohne daß die Oberfläche weiter hervorgetreten iſt. Es darf kein Stein dieſer Sorte nach dem Rammeln frei oder locker liegen bleiben, ſonſt hat man zuviel davon gegeben und muß ſie ſorgfältig wieder entfernen. Ganz auf dieſelbe Weiſe wird nun eine Lage klarer Steine eingerammt, welche ebenfalls in die noch vorhandenen Zwiſchenräume eindringen muß, ohne eine Erhöhung der Oberfläche zu veranlaſſen. Endlich kann man hierüber noch eine dünne Lage Abraum geben und zur Ausgleichung und Abtrocknung der Oberfläche ſtark einrammen. Weil man aber hierbei ganz vom Geſchick der Arbeiter abhängig iſt, indem man die erforderliche Quantität nicht zumeſſen kann, ſo muß man dieſe Rammelung lieber unterlaſſen, wenn man nicht gut eingerichtete Leute hat.

Ein neu gefertigtes Stück Straße muß man ſo lange nachrammen, bis es feſt geworden iſt, d. h. man muß durch Rammen jeden daran bemerkbaren Eindruck von Pferden und Wagen ausgleichen, bis ſich keiner mehr zeigt. Wenn vor dem Feſtwerden größere Beſchädigungen vorfallen ſollten, ſo kann man nicht durch Einrammen von Detritus abhelfen, ſondern muß entweder die ganze Grube ausräumen und neu herſtellen, oder zunächſt durch ſtarkes Rammen eine Ausgleichung bewirken und dann mit den Steinſorten Nr. 2 und 3 einen feſteren Schluß zu erzielen ſuchen.

Wenn die Wärme oder Trockenheit groß iſt, muß man nicht nur die Baugrube, ſondern auch die Steine Nr. 1, ehe ſie in den Beton kommen, und die beiden anderen Steinſorten, ehe ſie eingerammt werden, mit Waſſer anfeuchten. Man kann die Oberfläche auch vor der letzten Ueberrammelung mit Detritus anfeuchten, niemals aber darf man den Beton anfeuchten. Wollte man aber den Mörtel aus Straßenabraum ſo ſteif herſtellen, als eigentlichen Mörtel, ſo würde er nicht genug binden, nur darf er auch nicht zu dünn ſein, weil er ſonſt die Steine nicht genügend deckt. Oft erzeugt man bei anſcheinend trockenem Straßenkothe ohne Zuthat von Waſſer denjenigen Zuſtand, wo er am bindendſten iſt, durch bloßes Schlagen und Stampfen.

Bei Anwendung des obigen Verfahrens und einigermaßen geübten Arbeitern kann ein ſolches Stück Straße nach 24 bis 36 Stunden wieder in Gebrauch genommen werden. Auf ſehr frequenten Straßen würde noch weniger Zeit erforderlich ſein.

Ueber die paſſendſte Jahreszeit zur Ausführung ſolcher Arbeiten kann man anführen, daß man weder bei Froſt und Thauwetter, noch bei ſehr naſſer Witterung dazu ſchreiten darf, daß aber trockene Zeiten ſehr günſtig ſind, wenn es nicht an allem Waſſer zum Anfeuchten fehlt.

Nachdem ſo die Manipulation dieſer Straßenbaumethode beſchrieben iſt, läßt ſich über ihre Anwendung noch beifügen, daß man ſtets die größte Sorgfalt auf die Befreiung der Straße von Koth verwenden, dieſen Abraum aber zur Seite ſtürzen und ſortiren muß, da es kein beſſeres Kittmaterial giebt. Da man alſo das Wegfahren des Kothes erſpart, und da die Straßenwärter gerade in der Zeit, wo ſie die Straßen hiervon zu reinigen haben, anderweit nicht beſchäftigt ſind, ſo iſt die Abräumung des Kothes nicht als eine Laſt anzuſehen.

Die Unterhaltung der Straßen zerfällt in Reparaturen im Kleinen, welche ſofort vorgenommen werden müſſen, ſobald ſich die Beſchädigungen z. B. Geleiſe, zeigen, und in größere Reparaturen, welche ſich auf größere Strecken ausdehnen.

Bei den Reparaturen im Kleinen wendet man das beſchriebene Verfahren ohne alle Schwierigkeit an, mögen die zu reparirenden Stellen noch ſo klein ſein, z. B. bei einem Geleiſe von 4 Centimeter Tiefe, wo man den Grund nur noch 2 oder 3 Centimeter tiefer aufhaut, auch kann man ſie jederzeit ſofort ausführen.

Für größere Ausführungen findet man ebenfalls keine Schwierigkeiten. Man kann der Chauſſee ein beliebiges Profil geben und alle, ſelbſt die größten Einſenkungen dadurch verwiſchen. Wenn die Stärke der Lage groß iſt, ſo braucht man meiſt blos an den Rändern der Grube den Boden aufzuhauen, übrigens bringt man den Beton alsdann (bei 10 bis 12 Centimeter oder mehr Stärke) in zwei oder mehreren Lagen auf, welche man einzeln feſtrammt.

Die Vortheile des neuen Verfahrens ſind erſtens in Bezug auf die Fahrbarkeit der Straße ſehr einleuchtend, da die Wagen nicht genöthigt ſind, die Steinſchüttung der

gewöhnlichen Straßen zusammenzufahren, um eine feste Bahn zu bilden, was noch dazu gewöhnlich in der Jahreszeit verlangt wird, wo die Wege ohnehin schon schlecht sind, sie sind aber auch zweitens in Bezug auf die Beaufsichtigung und Leitung der Reparaturen sehr groß, wenn man das jetzige Verfahren damit vergleicht. Bei letzterem ist die definitive Form, welche die Straße annimmt, rein zufällig, weil die Steinschüttung durch die darüber gehenden Fuhrwerke festgefahren wird, ferner muß die Beschüttung zu einer Zeit vorgenommen werden, wo die Straße auch von Koth gereinigt werden sollte, wo also das Eine wegen des Anderen vernachlässigt werden muß, wenn nicht das Personal durch Hülfsarbeiter verstärkt werden soll, und es müssen diese Arbeiten während der kurzen und rauhen Herbsttage ausgeführt werden. Dagegen kann man für die Betonschüttungen Gestalt und innere Zusammensetzung des Straßenkörpers genau vorherbestimmen, kann diese Reparaturen bei günstiger Witterung vornehmen und bei schmutzigem Wetter für die Reinigung sorgen, kann die Arbeit der Straßenwärter genau controliren, erlangt wegen der Gleichförmigkeit der Zusammensetzung auch eine gleichförmigere Oberflächenabnutzung und hat den Vortheil einer geringeren Abnutzung, weil der Straßenkörper viel dichter und compacter ist, als bei ordinären Chausseen.

Die Kosten des Verfahrens giebt Monnet folgendermaßen an:

Das Sortiren mit dem Rätter kostet 0,15 bis 0,20 Tagewerke, worin das Einschlagen in Haufen mit inbegriffen ist, falls die Steine nicht sofort zur Verwendung kommen.

Ausnahmsweise geschickte und kräftige Arbeiter verarbeiten 1,1 bis 1,2 Cubikmeter Steinschlag pro Tagewerk, im Allgemeinen kann man aber annehmen,

1. daß zur vollständigen Verarbeitung von 1 Cubikmeter geschlagener Steine inclusive Transport des Wassers auf 50 Meter Entfernung 1,1 Tagewerk gebraucht wird, wenn die Arbeitsgrube nicht unter 6 Quadratmeter Fläche hat;

2. daß für kleinere Baugruben, also namentlich für die kleinen Ausbesserungsarbeiten auf 1 Cubikmeter verarbeitetes Steinmaterial 1,9 Tagewerke zu rechnen sind;

3. daß bei der Verarbeitung von 1 Cubikmeter geschlagener Steine ein Drittel der Arbeit auf das Auswerfen der Baugrube und auf das Reinigen und Sortiren der gewonnenen Masse, ein zweites Drittel auf die Herstellung des Betons, Herbeischaffung von Materialien dazu und Ausstürzen desselben, und der Rest auf das Rammen und Nachrammen verwendet werden muß.

Wenn also von dem ganzen Straßenbaumaterial durchschnittlich $^5/_6$ zu größeren Reparaturen und $^1/_6$ zu kleinen Ausbesserungen verwendet wird, so ergiebt sich, daß die Verarbeitung durchschnittlich pro Cubikmeter 1,414 Tagewerke kostet, nämlich

0,180 Tagewerke für das Sortiren der Steine,
0,917 = für die Verarbeitung von $^5/_6$ Cubikmeter zu größeren Reparaturen à 1,1 Tagewerk pro Cubikmeter,
0,317 Tagewerke für die Verarbeitung von $^1/_6$ Cubikmeter zu kleineren Ausbesserungen à 1,9 Tagewerk pro Cubikmeter.

w. o.

Stellt man zum Vergleich die Kosten des gewöhnlichen Verfahrens auf, so hat man wieder davon auszugehen, daß $^5/_6$ des Materiales zu größeren Reparaturen verwendet und im Herbst aufgeschüttet wird. Nach Gasparin (Annales d. ponts et chaussées, 3. sér., tom. IV,) braucht man zur Aufschüttung von 1 Cubikmeter geschlagener Steine 2,6 Stunden oder 0,33 Tagewerke, wenn man den Arbeitstag zur Herbstzeit auf 8 Stunden anschlägt. Die kleinen Reparaturen müssen sorgfältiger gemacht, d. h. es müssen die Vertiefungen aufgehauen und zugerammelt werden. Rechnet man hierauf den vierten Theil von der Zeit, welche bei den Betonschüttungen pro Cubikmeter verbraucht wird, also $^1/_4 . 1{,}9 = 0{,}47$ Tagewerk, und setzt man für die übrige Arbeit nicht mehr als für das bloße Aufschütten an, so ergiebt sich bei kleinen Ausbesserungen als Kostenaufwand pro Cubikmeter $0{,}47 + 0{,}33 = 0{,}8$ Tagewerk, und man muß als durchschnittlichen Aufwand 0,408 Tagewerke rechnen, nämlich:

0,275 Tagewerke für $^5/_6$ Cubikmeter, welche zu größeren Reparaturen à 0,33 Tagewerk pro Cubikmeter verarbeitet werden und
0,133 Tagewerke für $^1/_6$ Cubikmeter, welches zu kleinen Ausbesserungen verarbeitet wird, à 0,8 Tagewerk pro Cubikmeter.

w. o.

Bezeichnet also P den Preis des Cubikmeters geschlagener Steine und T das tägliche Arbeitslohn, so drückt $P + 1{,}42\,T$ die Kosten pro Cubikmeter fertige Chaussee nach dem neuen Verfahren aus, wobei füt den erforderlichen Detritus Nichts angesetzt ist, weil er unmittelbar von der Straße verwendet wird.

Bei der gewöhnlichen Methode muß erst die Hälfte der aufgeschütteten Steine zerfahren werden, ehe die Straße fest wird, wie specielle Beobachtungen gezeigt haben, man braucht also pro Cubikmeter Chaussee das Doppelte an Schüttungsmaterial und es betragen also dafür die Kosten

$$2\,(P + 0{,}41\,T) = 2\,P + 0{,}82\,T \text{ oder}$$
$$P - 0{,}6\,T$$

mehr als bei der neuen Methode.

Jenachdem also der Preis von 1 Cubikmeter geschlagener Steine größer oder geringer als derjenige eines Tage-

lohnes ist, wird das neue Verfahren billiger oder theuerer sein. Für die betreffenden Straßen war P—0,6 T mindestens gleich 1,4 T, daher ist das neue Verfahren mindestens nicht theurer, als das alte, selbst wenn man der Sicherheit halber den Verbrauch an Steinen noch höher und die Leistung der Arbeiter noch geringer ansetzt.

Um zu erfahren, wie sich die Abnutzung der neuen Straßen zu derjenigen der alten verhalte, wurden von Monnet auf den seiner Inspection unterworfenen Straßen seit 1849 Strecken von 250 Meter Länge abgesteckt, auf welchen der abgezogene Koth und Staub cubicirt und notirt wurde. Hieraus konnte man die jährliche Abnutzung pro Kilometer berechnen, und da man das Gewicht von 1 Cubicmeter geschlagener Steine, Staub und Koth ermittelt hatte, so ließ sich diese Abnutzung auf Cubikmeter verbrauchter Steine umrechnen.

Nachstehendes Täfelchen zeigt zunächst die Frequenz der Beobachtungspunkte:

Bezeichnung der Straße	Länge in Kilometern	Frequenz nach Pferden	Frequenz nach Tonnen	Bemerkungen
Kaiserl. Straße Nr. 5	49,265	141	170,8	17 Beobachtungspunkte
" " Nr. 78	29,345	169,5	234,3	10 " "
" " Nr. 83	7,855	233,4	286,1	1 " "

Ueber die Abnutzung der Straßen in den Jahren 1849 bis 1854 giebt dagegen nachstehende Tabelle Rechenschaft:

Bezeichnung der Straße	Jahr	Abnutzung pro Kilometer im Ganzen	auf 100 Pferde	pro Tonne
		Cubikmeter	Cubikmeter	Cubikmeter
Chaussee Nr. 5	1849	52,91	37,52	0,31
	1850	43,40	30,38	0,26
	1851	37,93	26,90	0,22
	1852	33,88	24,03	0,20
	1853	15,84	11,23	0,09
	1854	10,65	8,55	0,062
Chaussee Nr. 78	1849	51,75	32,05	0,22
	1850	33,51	20,75	0,14
	1851	30,44	18,85	0,13
	1852	32,14	19,90	0,14
	1853	18,62	11,55	0,08
	1854	13,64	8,05	0,06
Caussee Nr. 83	1849	266,66	114,25	0,93
	1850	76,56	32,80	0,27
	1851	73,01	31,24	0,26
	1852	29,34	12,57	0,11
	1853	11,56	4,95	0,04
	1854	18,28	7,79	0,06

Die große Abnahme an Detritus in den letzteren Jahren, sowie der Umstand, daß man sogar genöthigt gewesen ist, mit diesem Abraum sehr sparsam umzugehen, damit er nicht fehle, beweist, daß das neue Verfahren die Abnutzung bedeutend vermindert hat.

Läßt man das Jahr 1849, wo die Straßen noch in ihrem alten Zustande waren, aus, so erhält man als Mittelwerthe der Abnutzung für die Jahre 1850 bis 1854:

Bezeichnung der Straße	Durchschnittliche Abnutzung pro Kilometer und im Ganzen	pro 100 Pferde	pro Tonne
	Cubikmeter	Cubikmeter	Cubikmeter
Kaiserliche Straße Nr. 5	28,35	20,11	0,17
" " Nr. 78	25,67	15,14	0,11
" " Nr. 83	41,75	17,89	0,15

Die geringen Differenzen dieser Mittelzahlen kommen daher, daß die Chaussee Nr. 78 in den Jahren 1840 bis 1849 ganz neu gebaut worden war, und daß auf der Chaussee Nr. 83 besseres Material verwendet werden kann, als auf Nr. 5. Man braucht hiernach jährlich pro Tonne und pro Kilometer 0,16 Cubikmeter Material, während auf einem Theil der Chaussee Nr. 83 die Abnutzung bei dem gewöhnlichen Verfahren gleichzeitig 0,37 Cubikmeter, also doppelt so viel betrug.

Natürlich ist das Bedürfniß an Material größer, als aus dem Abraum gefolgert werden würde, und daher werden in folgender Tabelle die in den Jahren 1850 bis 1854 wirklich verbrauchten Quantitäten von Material angeführt.

Bezeichnung der Straße	Ganzer Verbrauch	Verbrauch pro Kilometer im Ganzen	pro 100 Pferde	pro Tonne
	Cubikmeter	Cubikmeter	Cubikmeter	Cubikmeter
Kaiserl. Straße Nr. 5	1832,31	38,21	27,09	0,22
" " Nr. 78	958,67	32,67	19,27	0,14
" " Nr. 83	595,28	75,78	32,47	0,26

In dieser Zeit haben sich die betreffenden Straßen sehr verbessert, sie sind reinlicher, fester, glatter geworden und haben eine regelmäßige Wölbung angenommen, sodaß mit obigen Materialien mehr als der bloße Unterhalt der Straße bewirkt worden ist, und daß man als wirklichen jährlichen Unterhaltungsaufwand nur 0,2 Cubikmeter pro Kilometer und Tonne oder ungefähr $^3/_5$ von dem Aufwande in Ansatz zu bringen braucht, welchen man nach dem alten Verfahren rechnen muß.

Was den Unterhaltungsaufwand an Löhnen anlangt, so erhält man ihn, wenn man von dem totalen Aufwand für Löhne denjenigen abzieht, der für Straßenbesserung verwendet werden muß. Letzterer beträgt nach Obigem 1,42 Tagelöhne pro Cubikmeter für das neue Verfahren und 0,41 Tagelohn nach dem alten. Der gesammte Aufwand wird aber nach dem Oberingenieur Dupuit zu 1,5 Tagelohn oder nach dem Mittelwerthe aller französischen Chausseen zu 2 Tagelöhnen anzusetzen sein, und es beträgt also der Aufwand für Reinigung der Straßen von Koth resp. 1,09 oder 1,59 Tagelöhne. Nimmt man an, daß derselbe bei den neuen Straßen eben so groß sei, so würde der gesammte Aufwand an Löhnen pro Cubikmeter 2,51 oder 3,01 Tagelöhne betragen. Nach den mehrfach erwähnten Tabellen ergiebt sich in der That ein durchschnittlicher Aufwand von 2,62 Tagelöhnen, wofür man der Sicherheit wegen das Mittel aus obigen Angaben oder 2,8 Tagelöhne ansetzen möchte.

Obwohl diese Zahlen ungünstig erscheinen, so beweist doch der verbesserte Zustand der Chausseen trotz der inzwischen eingetretenen Verminderung des Etats um $^1/_7$, daß die Ausgaben herabgegangen sein müssen. Ein noch nicht abgeführter vergleichender Versuch im Kleinen zur Ermittelung des Unterhaltungsaufwandes auf zwei ganz gleichen 30 Meter langen, nahe bei einander liegenden Strecken derselben Straße, welche nach beiden Methoden hergestellt und unterhalten wurden, ließ auch eine jährliche Ersparniß von 2,51 Francs pro Cubikmeter angewendeter Steine oder 0,225 Francs pro Quadratmeter Fläche erkennen, jedoch kann hierüber erst eine längere Erfahrung Genaueres feststellen.

Jedenfalls gewährt das neue Verfahren große Vorzüge in Rücksicht auf die Erleichterung des Transports, der Unterhaltung und Aufsichtsführung,

es erzeugt im Dammkörper eine solidere, rationellere Verbindung und garantirt größere Dauerhaftigkeit,

es verursacht geringere oder mindestens nicht größere Kosten pro Cubikmeter Schüttungsmaterial,

und es erfordert einen geringeren Unterhaltungsaufwand, als das ältere Verfahren.

Ueber die Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven.

(Hierzu Tafel 30.)

Wenn man berücksichtigt, wie viele Umstände auf die Anwendbarkeit und den ökonomischen Vortheil bei der Anwendung der Steinkohle zur Feuerung von Locomotiven von Einfluß sind, so kann es nicht Wunder nehmen, daß die auf verschiedenen deutschen, französischen und englischen Bahnen angestellten vergleichenden Versuche hierüber so verschieden und zum Theil widersprechend ausgefallen sind. Nicht nur die Natur der Steinkohlen in Bezug auf Wärmeerzeugung, Schwefel- und Aschengehalt, auf ihre Eigenschaft, mit langer oder kürzerer Flamme zu verbrennen, zusammen zu backen und nicht zu backen, in größeren Stücken zu zerbrechen oder zu zerbröckeln, sondern auch ihr Preis im Verhältniß zu den daraus darzustellenden Cokes, endlich auch die Größe und Einrichtung des Rostes, das Geschick der Heizer und die Art des Dienstes der Locomotiven sind von entschiedener Wichtigkeit bei Beantwortung dieser Frage. Wir werden daher bei nachstehender Zusammenstellung der in Sachsen, Preußen, Frankreich und England gemachten Erfahrungen über die Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven, die wir aus der „deutschen Gewerbszeitung", 1857, Heft 1, aus „Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen", 1857, S. 185, und aus den „Annales des mines", 1856, Heft 3 und 5, zusammentragen, auf so manche Abweichungen stoßen, welche durch ein eigenthümliches Zusammenwirken mehrerer bedingender Umstände hervorgerufen worden und zum Theil auch darin begründet sein mögen, daß die Angaben über die Beschaffenheit der angewendeten Kohlen sehr unbestimmt gehalten sind.

Art der Steinkohle. — Ueber die Art der zur Locomotivenfeuerung mit Vortheil anzuwendenden Steinkohlen haben die sächsischen und französischen Versuche gezeigt, daß sich vorzugsweise halbfette Kohlen (Sinterkohlen) mit einem Gehalte von 12 bis 20 Procent an flüchtigen Bestandtheilen und mit 1 bis 5 Procent Aschengehalt dazu eignen. In England wendete man Steinkohle von New-Castle mit Vortheil an. Fette Kohlen (Backkohlen) mit 20 bis 26 Procent Gehalt an flüchtigen Theilen backen zu sehr, entwickeln ziemlich viel Rauch, verstopfen den Rost sehr bald und veranlassen dadurch ein zu häufiges Schlackenziehen. Noch unzweckmäßiger sind flammende Steinkohlen (Gaskohlen), deren Flamme bis in den Rauchkasten streicht und also blos unvollkommen ausgenutzt wird, und welche einen dicken, nur unvollständig verbrennenden Rauch entwickeln. Eben so wenig sind aber auch anthrazitische Kohlen (Sandkohlen)

anzuempfehlen, weil sie decrepitiren und die kleinen Kohlenstückchen alsdann entweder glühend durch den Schornstein mit fortgerissen werden oder sich im Rauchkasten mit ansammeln und entzünden, wodurch der Zug gestört wird, oder die Rauchrohre verstopfen und häufiges Ausräumen nöthig machen.

Alle diese Erscheinungen sind aber so sehr von der geschickten und aufmerksamen Besorgung der Feuerung und der zweckmäßigen Einrichtung desselben abhängig, daß man sicher keine einzige Steinkohlensorte als gänzlich unbrauchbar verwerfen darf, wie wir auch noch mehrfach erwähnen werden. Nur so viel ist einleuchtend, daß die Feuerung mit Sinterkohle leichter ist und daß sie selbst bei minder guter Abwartung noch gut von Statten gehen wird.

Ebenso lehren die Erfahrungen über die zweckmäßigste Größe der Stücken ziemlich übereinstimmend, daß Stückkohle sich besser dazu eignet, als sogenannte klare Kohle, welche theils durch den Rost fallen, theils in die Rauchkammer mit fortgerissen werden würde. Dagegen scheint abgesiebte Kohle in kleineren Stücken (Nußkohle) zweckmäßiger zu sein, als grobe Stückkohle.

Einrichtung der Feuerung. — Die Versuche über die Locomotivenheizung mit Steinkohle zeigten sehr bald, daß die gewöhnliche Bauart der Rauchkammer und Dampfausgangsröhren dazu wenig geeignet war, und es wurden mehr oder weniger bedeutende Abänderungen daran vorgenommen. Bei den Locomotiven der Sächsisch-Bayerischen Staatseisenbahn ließ Herr Franz Nowotny die Roststäbe zwar horizontal liegen, verminderte aber ihren Abstand auf ½ bis ⅝ Zoll, um das Durchfallen klarer Kohle zu verhindern, legte über der obersten Siederöhrenreihe in der Rauchkammer ein Drahtgitter aus ⅛ zölligem Eisendraht mit ⅛ Zoll Zwischenraum zwischen den Stäben, um das Funkenauswerfen zu unterdrücken, versah die Dampfausgangsröhren mit Regulatoren, um den Luftzug beliebig abschwächen zu können, und brachte am Boden der Rauchkammer eine Oeffnung und einen Aschenkasten an, welcher das halbverbrannte Kohlenklein aufnimmt. Mit diesen Abänderungen erzielte man, wie wir weiter unten sehen werden, nicht nur bedeutende Ersparnisse, sondern beseitigte auch das Durchfallen unverbrannter Kohlenstücke durch den Rost, das Funkenauswerfen und den Rauch fast gänzlich. Auch bei der Aachen-Düsseldorf-Ruhrorter Bahn sind gewöhnliche Roste mit enger liegenden Stäben mit günstigem Erfolge angewendet worden, jedoch hatten sie ein Gefälle von 6 Zoll nach der Rohrwand zu.

Bei der Niederschlesisch-Märkischen Bahn wendete man geneigte Roste an, denen man anfangs 8½ Zoll, dann 12 bis 15 Zoll Abhang von der Thüre bis zur Rohrwand gab, theils um die Rostfläche zu vergrößern, theils um das Verschieben der Kohle mittelst eines Rechens zu vermeiden, wobei stets ein nicht geringer Theil der glühenden Kohle durch den Rost fällt.

Statt der Neigung nach hinten hat man auf der Bergisch-Märkischen Eisenbahn den etwas größeren und mit enger liegenden Stäben versehenen Rosten nach den Seiten eine Neigung gegeben (Cylinderroste), sodaß die Mitte 8 Zoll höher liegt, als die Seitenstäbe. Die hierdurch erlangte Vergrößerung der Rostfläche gestattet ein ruhigeres Verbrennen, was bei Kohlenfeuerung vortheilhafter ist, als heftiger künstlicher Zug.

Auch der immer etwas mißliche Versuch mit Luftzuführung an der Rohrwand zur Rauchverbrennung ist gemacht worden, indem man bei der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn nach Figur 12 auf Tafel 30 an der Rohrwand einen schrägstehenden, 12 Zoll langen Hilfsrost anbrachte, durch welchen erhitzte Luft einströmt, um die noch unverbrannten Gase verbrennbar zu machen.

Meistentheils hat man aber zu den Treppenrosten seine Zuflucht genommen, da dieselben ein geringeres Fallenlassen durch den Rost bei vergrößertem Luftzutritt und vollkommene Rauchverbrennung hoffen ließen. Da nämlich die Stäbe nicht nebeneinander, sondern treppenförmig übereinander liegen, so kann ihr Abstand von einander weit größer sein, ohne daß Kohlen durchfallen können, es läßt sich also auf beschränktem Raum viel Luft einführen. Da ferner das Aufgeben des Brennmaterials auf dem oberen Ende des Treppenrostes erfolgt, so wird dasselbe gewissermaßen verkokst, ehe es in Folge der schüttelnden Bewegung der Locomotiven am unteren Ende, also in demjenigen Raume anlangt, wo die Verbrennung am heftigsten ist, und es streichen die aus der Steinkohle sich entwickelnden Gase und der Rauch über die glühende Cokesmasse hinweg und verbrennen. Ebenso werden bei den Treppenrosten die großen Schwankungen in der Menge der zutretenden Luft vermieden, welche bei den gewöhnlichen Rosten vorhanden sind, wo der Zug gerade dann, wenn er am stärksten oder am schwächsten sein sollte, am schwächsten und stärksten ist. Beim Aufgeben wird nämlich durch die Vermehrung der Stärke der Kohlenschicht der Zug vermindert und jemehr die Kohle aufgezehrt ist, je weniger sie also Luft bedarf, um so lockerer wird sie und um so mehr läßt sie Luft durchströmen.

Auf Tafel 30 sind die Treppenroste abgebildet, welche auf der französischen Nordbahn und auf der Eisenbahn von Paris nach Orleans angewendet wurden, und zwar stellt

Figur 1 die Einrichtung für eine kleine Locomotive der Nordbahn,

Figur 2, 3 und 5 Längen- und Querdurchschnitt und Grundriß des Rostes für eine große Güterzugmaschine,

Figur 4 den auf der Eisenbahn nach Orleans angewendeten Treppenrost,

Figur 6 und 7 eine durchbrochene Rostplatte,

von derjenigen Einrichtung vor, wie sie bis zum Jahre 1856 auf diesen Bahnen gebraucht wurden.

Man erzielte mit diesen Treppenrosten sehr befriedigende ökonomische Resultate, welche sogleich näher angegeben werden sollen; die Kohle wurde oben aufgegeben, rutschte allmählig auf dem Roste immer weiter abwärts und man konnte durch den beweglichen Theil des Rostes, welchen 2 oder 3 gewöhnliche Roststäbe am unteren Ende bilden, bequem die gebildeten Schlacken entfernen. Man beobachtete während des Ganges keinen, oder wenigstens keinen lästigen Rauch, und auf den Stationen, wo der Zug gering ist, also zu wenig Luft hinzutreten kann, half man dadurch nach, daß man nahe über dem Austrittsrohre ein kleines, aus dem Kessel abgezweigtes Dampfrohr mit Hahn in den Schornstein ausmünden ließ, welches sogleich nach dem Schlusse des Regulators geöffnet wird, um durch den ausströmenden Dampf den nöthigen Zug im Schornsteine zu erzeugen.

Jedoch muß man als Nachtheil der Treppenroste den Umstand bezeichnen, daß durch ihre Anwendung $^1/_6$ bis $^1/_8$ an der directen Heizfläche verloren geht, was namentlich bei kleineren Maschinen fühlbar wird. Man muß zwischen der directen Heizfläche im Feuerkasten und derjenigen in den Heizröhren ein gewisses Verhältniß einhalten, denn wenn erstere vermindert wird, so treten die Gase zu heiß in die Heizröhren ein und treten mit einer zu hohen Temperatur aus denselben aus, sodaß an Wärme verloren wird. Dies ist umsomehr der Fall bei der Heizung mit Steinkohlen, welche eine längere Flamme als Cokes geben, daher müssen für Treppenroste größere Feuerkästen angewendet werden.

Auch auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn fand man die Treppenroste vorzüglicher als geneigte Roste, klagt aber über die starke Abnutzung der Rostplatten, welche übrigens durch angebrachte longitudinale oder transversale Schlitze in den Platten sehr vermindert werden kann.

Auf der Prinz-Wilhelm-Bahn sah man sich genöthigt, bei kleinen Maschinen den Aschenkasten wegfallen zu lassen, damit die Hitze unter dem Roste nicht zu stark werde und ein Schmelzen der Rostplatten zur Folge habe; hiervon mußte aber, wegen der großen Feuergefährlichkeit während der heißen Jahreszeit, wieder abgesehen werden.

Bei der Westphälischen Eisenbahn tadelte man daran, daß die dem Vorwärtsgange der Maschine entgegengesetzte Richtung der Zugöffnungen dem Zutritt der Luft hinderlich sei, und daß die nutzbare Fläche des Heizkastens dadurch vermindert werde.

Auch bei den französischen Bahnen ist man in der letzten Zeit von den Crampton'schen Treppenrosten wieder abgegangen und hat die in Figur 8 bis 11 auf Tafel 30 dargestellten geneigten Roste angewendet, weil das Reinigen der ersteren ziemlich schwierig ist, wenn die Hinterwand des Heizkastens nicht weggenommen ist.

Der dargestellte, geneigt liegende Rost hat am oberen Ende nur eine bis zwei Rostplatten, der eigentliche Rost besteht aus gewöhnlichen Stäben mit einer Neigung von 1 auf 4, und am unteren Ende ist ein beweglicher Rost aus 4 Stäben angebracht. Diese Einrichtung, wo die Kohle auf der oberen Platte aufgegeben wird, über den mittleren Theil des Rostes allmählig herabgleitet und als Schlacke unten abgeworfen wird, hat sich besonders für fette und flammende Kohlen mit wenig Asche bewährt, auch fand man es überflüssig, in der Platte Luftschlitze anzubringen. Die Abnutzung des Rostes wurde keineswegs höher gefunden, eben so wenig wie diejenige der Feuerröhren.

Auf der London-South-Western Eisenbahn wurden Locomotiven nach Beattie's Patent angewandt, wo die Flamme in der Feuerkiste an eine durchlöcherte Platte stößt und durch diese Löcher hindurch nach den Heizröhren abzieht. Bei dieser Einrichtung soll der Rauch recht vollständig verbrennen.

Für die Providence-Worcester Eisenbahn in Nordamerika wurde an der Locomotive, der Steinkohlenheitzung wegen, ein eigenthümlich construirter Kessel angebracht, welcher gerade Seiten und einen flachen Boden besitzt, und durch welchen ein halbrunder Feuercanal von der Form eines liegenden ∩ von der Feuerbüchse bis an das vordere Ende hindurchgeführt ist. Seine untere flache Seite bildet die Rohrwand, und die Heizröhren gehen von diesem Feuercanal abwärts. Die untere Röhrenwand bildet den Boden des Kessels und darunter liegt eine Rauchkammer, die sich nach vorn und aufwärts bis in das gerade offene Kamin erstreckt. Dieser Feuercanal soll eine Verbrennungskammer für die Gase bilden, bietet zugleich eine große directe Heizfläche, wirkt ausgleichend auf den sonst stoßweise hervortretenden Zug und entzieht die Heizröhren der unmittelbaren Wirkung des Feuers.

Man rühmt von dieser Maschine, daß die Steinkohle keine Schlacken bilde, daß der Rauch verbrannt werde und die Maschine sich reinlicher halte, als bei Holzfeuerung, endlich daß der Kohlenverbrauch nur gering sei.

Oekonomischer Vortheil der Steinkohlenfeuerung. — Auf der Sächsisch-Bayerischen Staatseisenbahn stellte sich zwischen dem Cokes- und Steinkohlenverbrauch bei Güterzügen und Personenzügen das Verhältniß 1 : 1,36 heraus, bei solchen Maschinen aber, welche nur kurze Strecken mit vielen Stillständen befahren oder zum Stationsdienst verwendet werden, waren 115 Pfund Steinkohle mit 100 Pfund Cokes-Aequivalent. Da nun der Zollcentner Steinkohle 3,7 Ngr.,*) der Centner Coke 12,5 Ngr. kostet,

*) 30 Ngr. = 1 Thlr. Cour.

so berechnet sich bei Anwendung von Steinkohle eine Ersparniß von 59,6 Procent.

Eben so günstig sind die Resultate des Betriebes auf der Aachen-Düsseldorf-Ruhrorter Eisenbahn, wo das Verhältniß zwischen Steinkohle und Cokes nahezu der Einheit gleich war, sodaß bei einem Cokepreis von 13,5 Ngr. und dem Kohlenpreis von 6,65 Ngr. pro Centner eine Ersparniß von 50 Procent gemacht wurde.

Beide Bahnen wendeten gewöhnliche, doch zweckmäßig eingerichtete Roste an.

Auf der Prinz-Wilhelm-Eisenbahn hat man 1,28 Pfd. Steinkohle und auf der Bergisch-Märkischen Eisenbahn 1,105 Pfund Steinkohle pro Pfund Coke gebraucht, und eine Ersparniß von 6 bis 7 Ngr. pro Nutzmeile realisirt.

Für die Saarbrückner Eisenbahn, wo 1,114 Pfund Kohle für 1 Pfund Coke verbraucht und das Fuder Coke halb so theuer, als das Fuder Steinkohle bezahlt wurde, ergiebt sich bei der Steinkohlenfeuerung ein Gewinn von 44 Procent.

Die Erfahrungen auf der Westphälischen Eisenbahn haben zwischen dem Steinkohlen- und Cokesverbrauch das Verhältniß 1,085 : 1 herausgestellt und ergeben bei einem Preise von 12,5 Ngr. pro Centner Cokes und von 10 Ngr. pro Centner Kohle nur 13 Procent Gewinn.

Dagegen ergab sich auf der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn kein Gewinn bei Steinkohlenfeuerung, indem pro Meile

auf einer Locomotive mit Treppenrost 0,8 Tonne Kohle à 40 Ngr.,

auf einer Locomotive mit gewöhnlichem Roste 0,85 Tonne Kohle à 31,833 Ngr.,

auf einer Locomotive mit Cokesfeuerung 202 Pfd. = 1 Tonne 5 Pfund Cokes à 24,5 Ngr.

gebraucht wurden, die Cokesheizung also mindestens eben so billig zu stehen kam.

Die letztgenannten Bahnen haben sämmtlich Treppenroste angewendet.

Auf der französischen Nordbahn hat sich durch vergleichende Versuche mit großen Güterzuglocomotiven herausgestellt, daß im Jahre 1855 1 Kilogramm Coke durch 0,8 Kilogramm Steinkohle ersetzt wurde, bei kleinen Gütermaschinen aber durch 0,95 Kilogramm Steinkohle, bei Maschinen für gemischte Züge mit großem Feuerraum durch 0,911 Kilogramm, bei Maschinen nach Crampton's System durch 0,948 Kilogramm, bei Personenzugmaschinen mit kleinem Roste durch 0,908 Kilogramm und bei Maschinen nach Buddicom's System durch 0,984 Kilogramm Steinkohle. Die ökonomische Ersparniß betrug 20 bis 27 Procent bei den großen Güterzuglocomotiven, war dagegen bei den anderen Locomotivsystemen weit geringer.

Auf der Paris-Orleans Eisenbahn stellte sich bei den Schnellzuglocomotiven des Pariser Bahnhofes zwischen dem Cokes- und Steinkohlenverbrauch das Verhältniß 1 : 0,825, bei den Güterzugmaschinen

der Station Ivry	das Verhältniß	1 : 0,95
" " Bordeaux	" "	1 : 0,826
" " Orleans	" "	1 : 1,009
" " Tours	" "	1 : 0,969

heraus und man machte bei den Schnellzügen der Station Paris und den Güterzügen der Station Bordeaux 21 Proc., bei den Güterzügen der Station Ivry nur 5,7 Procent Gewinn, hatte dagegen auf der Station Orleans einen geringen und auf der Station Tours 3,2 Procent Verlust, weil auf letzterer guter Coke mit geringen Kohlen verglichen wurde.

Vorstehende Ergebnisse beziehen sich auf die Anwendung des Treppenrostes. Bei Anwendung der in Figur 8 bis 11, Tafel 30, dargestellten geneigten Roste erhielt man durch vergleichende Versuche auf der französischen Nordbahn während der Jahre 1855 bis 1856 folgende Resultate:

Bei Schnellzugmaschinen nach Crampton's System war 0,915 Kilogramm Steinkohle als Aequivalent für 1 Kilogramm Coke anzusehen, und es betrugen die Feuerungskosten bei Steinkohle nur 78,6 Procent von denjenigen bei Coke.

Für kleine Güterzugmaschinen fand man 0,901 Kilogramm Steinkohle von gleicher Wirkung mit 1 Kilogramm Coke und machte bei Steinkohle 22,66 Procent Gewinn.

Bei großen Güterzugsmaschinen stellt sich das Verhältniß zwischen der erforderlichen Steinkohlen- und Cokesquantität wie 835 : 1000 und man ersparte an Kosten 28,4 Procent.

Bei den Güterzugsmaschinen nach Engerth's System wurde endlich 0,92 Kilogramm Steinkohle, an Effect gleich 1 Kilogramm Coke gefunden, wobei 21,1 Procent Ersparniß ausfiel.

Die Ersparniß betrug sonach 21 bis 28 Procent, wobei ein Cokespreis von 35 Francs und ein Steinkohlenpreis von 30 Francs pro Tonne zu Grunde gelegt ist.

Auf der London-South-Western Eisenbahn wurde 0,836 bis 0,988 Kilogramm Steinkohle von New-Castle für 1 Kilogramm Coke verbrannt, und wenn man annimmt, daß 1 Kilogramm Coke aus 1,5 Kilogramm Steinkohle hergestellt wird und daß die Preise dieser Brennmaterialien in demselben Verhältniß stehen, so wurde demnach bei der Steinkohlenfeuerung eine Ersparniß von 34 bis 44 Procent realisirt. Indessen ist hierbei nicht zu übersehen, daß die Steinkohlenlocomotiven mit einem Vorwärmer versehen waren, dessen die Cokeslocomotiven entbehrten.

Vorſtehende Angaben zeigen, daß allerdings der ökonomiſche Gewinn der Steinkohlenfeuerung um ſo größer ausfällt, je bedeutender der Unterſchied zwiſchen den Preiſen der Steinkohlen und Cokes iſt, da im Allgemeinen die Leiſtung gleicher Gewichte der beiden Brennſtoffe ziemlich gleich iſt. Die deutſchen Steinkohlen ſind mit Ausnahme derjenigen, welche auf der Niederſchleſiſch-Märkiſchen Eiſenbahn zur Verwendung kamen, billiger und von geringerer Heizkraft, als die Cokes geweſen; auf den franzöſiſchen Eiſenbahnen wendet man aber theuerere Steinkohlen an, daher iſt bei erſteren Bahnen der Gewinn noch höher ausgefallen. Je näher ſich die Preiſe von Steinkohlen und Cokes ſtehen, um ſo geringer iſt der Gewinn.

Vorwürfe, welche der Steinkohlenfeuerung gemacht werden. — Als die größte Schwierigkeit, welche der Verwendung von Steinkohlen zur Locomotivenheizung entgegenſteht, iſt die Verbrennung des Rauches zu bezeichnen. Bei unzweckmäßiger Einrichtung der Feuerung oder nicht paſſenden Steinkohlen entwickelt ſich ein dicker Rauch, welcher nicht nur den Reiſenden und Umgebungen läſtig fällt, ſondern auch ſchnelle Verunreinigung der Rauchkammern und Rohre und Verminderung des Zuges zur Folge hat, überdies auch mit weſentlichem Verluſt an Brennmaterial verbunden iſt.

Dieſer Nachtheil iſt aber, wie wir geſehen haben, durch zweckmäßige Auswahl der Steinkohlenſorte und durch geeignete Einrichtung des Roſtes ꝛc. faſt vollſtändig zu beſeitigen, ſodaß es äußerlich kaum wahrzunehmen iſt, ob Cokes oder Steinkohlen zur Feuerung verwendet werden. Die Erfahrung dürfte bereits beweiſen, daß für jede Art von Steinkohlen eine Methode des Nachfeuerns und eine Conſtruction des Roſtes gefunden werden kann, bei welcher obige Nachtheile nicht eintreten können. Vielleicht gelingt es auch, die Dumery'ſche Einrichtung bei Locomotiven anzuwenden, welche nach den Verſuchen an gewöhnlichen Dampfkeſſeln nicht nur den Rauch vollſtändig verbrennt, ſondern ſogar eine weſentliche Brennmaterialerſparniß ermöglicht.

Ferner erwartete man von der Steinkohlenfeuerung eine ſchnellere Abnutzung des Roſtes, der Feuerbüchſe und der Feuerröhren, und man hat eine ſolche auch auf manchen Bahnen, z. B. der Weſtphäliſchen, beobachtet. Dagegen wird dies von der Mehrzahl der Bahnen nur bei den Roſtſtäben zugegeben, und auch hier läßt ſich durch Quer- oder Längenſchlitze abhelfen, während man gerade Feuerkaſten und Feuerröhren beſſer conſervirt gefunden haben will, als bei Cokes. Auf der franzöſiſchen Nordbahn haben z. B. die Feuerröhren der Locomotive Nr. 135 einen Weg von 199009 Kilometer zurückgelegt, ehe ſie ausgewechſelt zu werden brauchten, während bei Coke ſelten über 125000 Kilometer damit durchlaufen werden können. Auf der London-South-Weſtern Eiſenbahn ſcheint nach dem Berichte des Ingenieurs Fothergill eine geringere Abnutzung nachgewieſen zu werden. Und in der That läßt ſich nicht abſehen, warum Steinkohlen die Feuerröhren ſtärker angreifen ſollten, als Cokes, da die Steinkohle in der Regel weniger Schwefel hält, als Coke, da überdies ſchwefligſauere Dämpfe das Kupfer nicht angreifen und da kleine brennende Kohlenſtückchen, welche etwa vom Zuge mit fortgeriſſen werden, ſich nicht ſo an das Metall anlegen als Cokesſtückchen, auch weniger ſcharfkantig, als letztere, ſind.

Eben ſo hat man befürchtet, daß die Dampferzeugung langſamer ſein und weniger Nachhalt haben werde, aber die Erfahrung widerſpricht dem gänzlich, indem bei Steinkohlenfeuerung ſchneller Dämpfe erhalten werden und ſich auch während des Ganges eine kräftigere Dampfproduction zeigt, ſodaß Steigungen oder Extrabelaſtungen leichter überwunden werden, als bei Cokesfeuerung. Es erklärt ſich dieſe Erſcheinung dadurch, daß bei einer gleichen Stärke der Brennmaterialſchicht auf dem Roſte dieſelbe bei Steinkohle ungefähr das doppelte Gewicht der entſprechenden Cokesſchicht beſitzt und daß man alſo (da die Heizkraft der Cokes nicht weſentlich verſchieden iſt von derjenigen der Steinkohlen) bei Steinkohlenfeuerung im Feuerraume eine Quantität Brennmaterial anhäufen kann, welche eine doppelt ſo große Wärmemenge zu entwickeln vermag, als wenn man mit Cokes feuert.

Nach allem Dieſem darf man alſo wohl behaupten, daß die Anwendung der Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven ſehr vortheilhaft ſei und darf hoffen, daß die etwa noch vorhandenen Mängel derſelben ſich glücklich überwinden laſſen werden. R. B.

Zerſtörung der Roſtpfähle durch Quellwaſſer.

Von

Hervé-Mangon.

In den Annales des ponts et chaussées, 1857, 1. cah., findet ſich eine Notiz über die Zerſtörungen, welche auch in ſolchen Hölzern, die conſtant naß ſtehen, beobachtet worden ſind; und wegen der großen Wichtigkeit dieſes Gegenſtandes geben wir hier den Hauptinhalt wieder.

Bei dem Neubau einer Brücke in Mézin unterſuchte Herr Fargue die bei 2,5 Meter unter dem Niveau des Sommerwaſſerſtandes abgeſchnittenen Pfähle der alten Brücke und fand ſie zwar nicht verfault, aber in eine ganz ausgelaugte ſchwammige Maſſe verwandelt, ſodaß durch einen Spatenſtich ein 12 bis 15 Centimeter ſtarker Pfahl durchgeſchnitten werden konnte. Eben ſo zerſtört war der Stiel einer Hacke, welcher in derſelben Tiefe gefunden wurde.

Das aus der Baugrube gezogene Waſſer ſetzte an ſolchen Stellen, wo es ſchnell und in einem dünnen Strahle abfloß, eine gelbliche, pulverförmige Subſtanz ab, welche das Anſehen eines chemiſchen Präcipitates zeigte. Das Flußwaſſer zeigt dieſe Erſcheinung nicht und es iſt deshalb, ſo wie nach dem übrigen Auftreten dieſes Waſſers zu ſchließen, daß es von unten aufſteigendes Quellwaſſer war.

In Folge dieſer Beobachtungen ſandte Fargue ſowohl von dem aus dem Abflußgerinne der Pumpen geſammelten Niederſchlage, als auch von einem in der Nähe der dortigen Sümpfe vorkommenden Sande, von einem auf dem linken Ufer der Arance, eines Flüßchens der Landes geſammelten ſandigen Aggregate, endlich von dem Holze der in der Tiefe ſteckenden Pfähle der Brücke von Mézin Proben ein, welche von Herrn Mangon analyſirt wurden und Folgendes erkennen ließen:

Der erſte Stoff, dunkelgrün, roch ſehr unangenehm und nahm an der Luft eine ockerige Farbe an und zeigte hierdurch, ſo wie durch die Analyſe, daß er zu den ſumpfigen Niederſchlägen gehört, in welchen Berzelius Quellſäure nachgewieſen hat. Das Holz iſt in einem Uebergangszuſtande zum Torf und enthält viel mehr erdige Beſtandtheile als geſundes Holz.

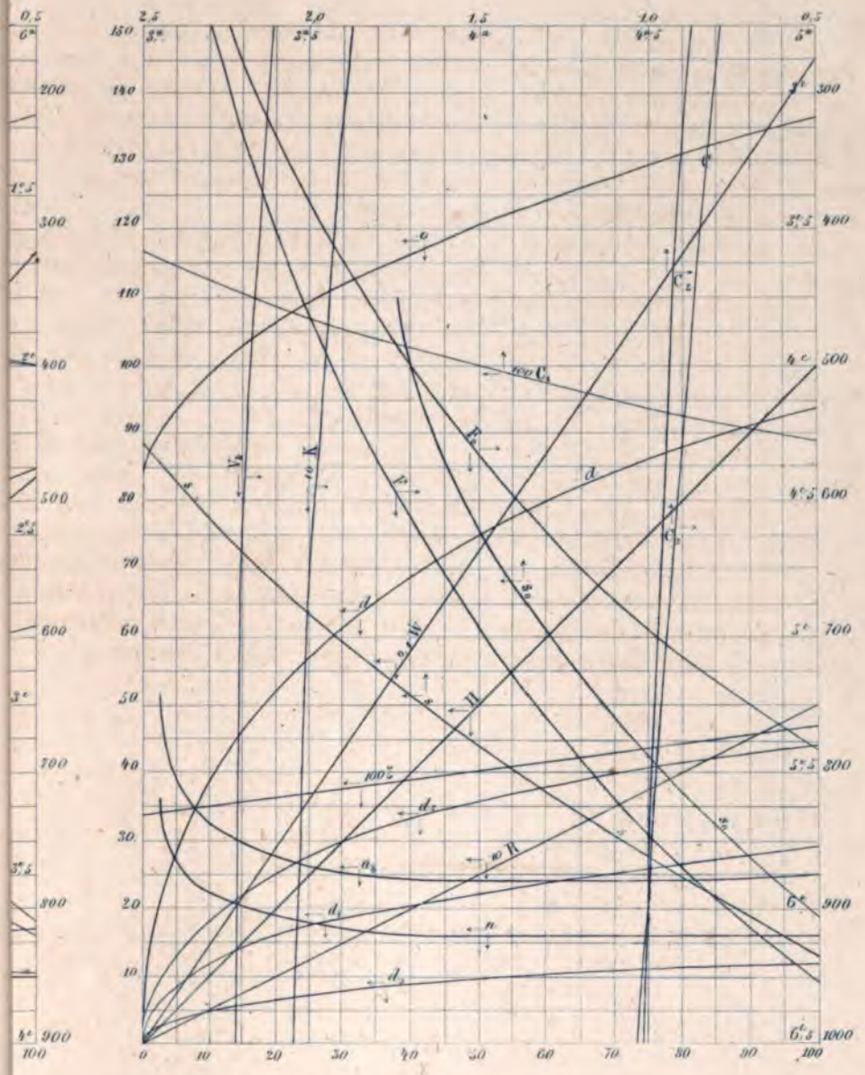
Der berühmte Chemiker Liebig hat bereits vor längeren Jahren in ſolchen Waſſern, welche quellſaure Verbindungen zeigten, das Vorhandenſein einer Subſtanz nachgewieſen, welche Holz raſch in Humusſäure verwandelt; eine ähnliche Einwirkung ſcheinen die Quellwaſſer der beſprochenen Oertlichkeit auch gehabt zu haben.

Man ſollte alſo den Boden vorher ſtets auf das Vorhandenſein ſolcher Quellen unterſuchen.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Fig. 3.

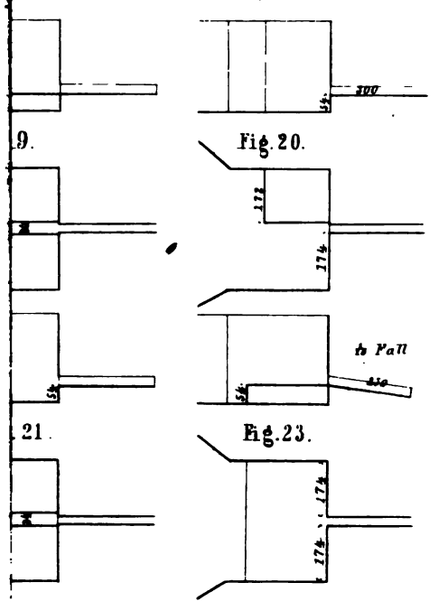
ATION. DAMPFMASCHINEN MIT HOCHDRUCK, MIT CONDENSATION, MIT EXPANSION.



Cent.
Lit.
Kil.

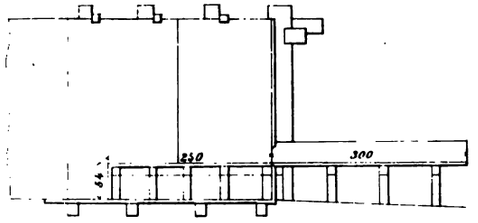
H- Heizfläche in Quad. met.
R- Rostfläche „ „ „
F- Schwungringquerschnitt in Quad. Cent. für Maschr. mit Balancier
F_0 „ „ „ „ „ „ „ „ „ ohne „ „

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



9.

Fig. 20.



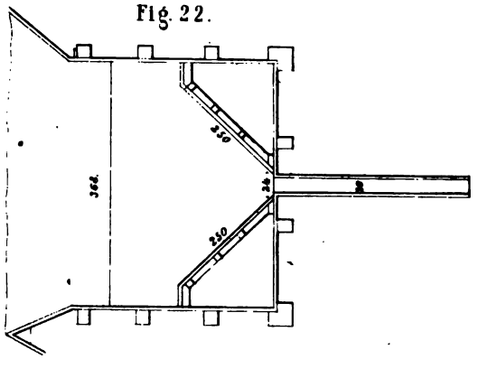


Fig. 22.

21.

Fig. 23.

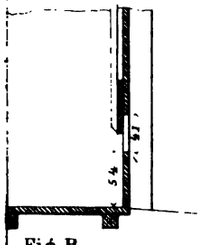


Fig. B.

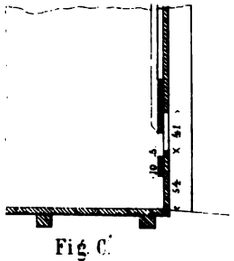


Fig. C.

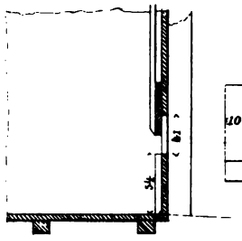


Fig. D.

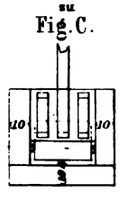
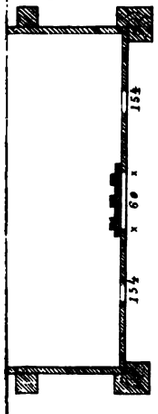
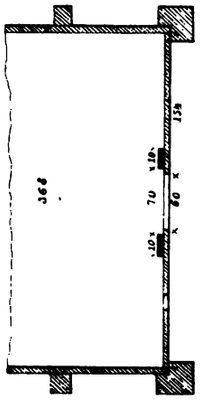
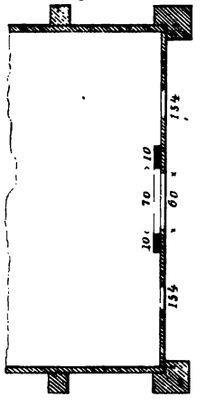


Fig. C.







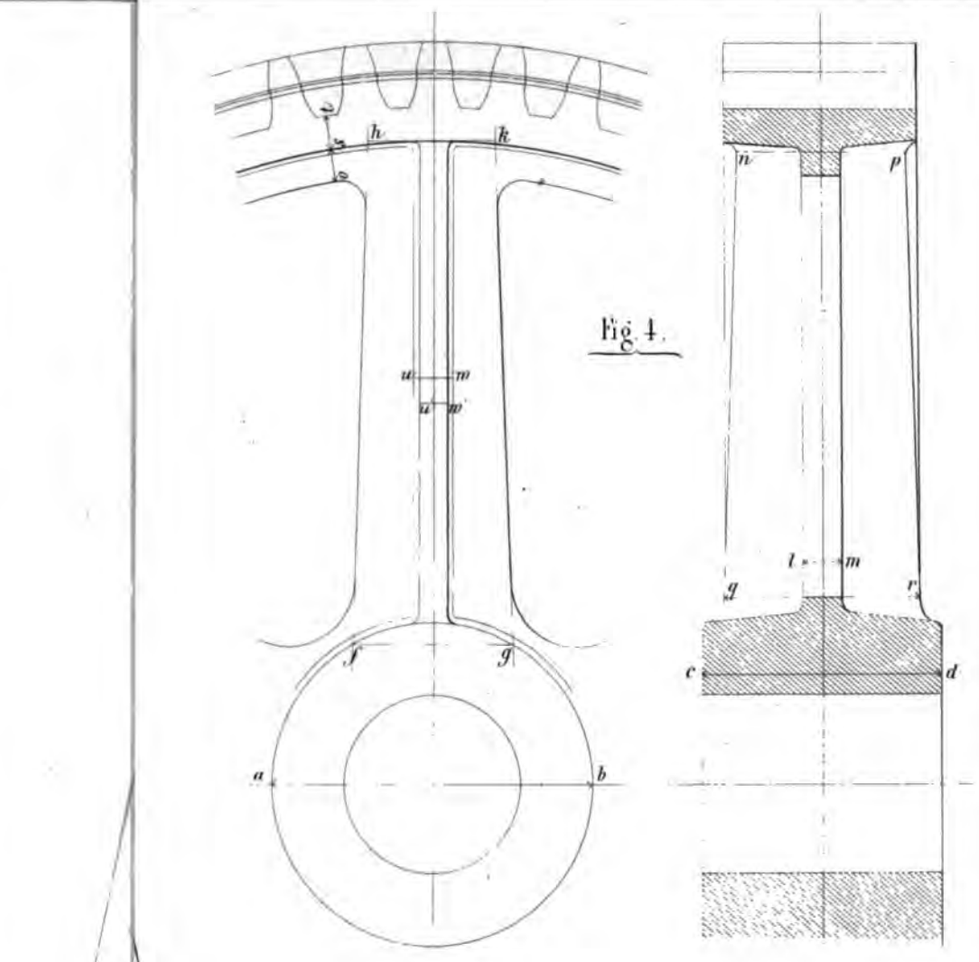


Fig. 4.

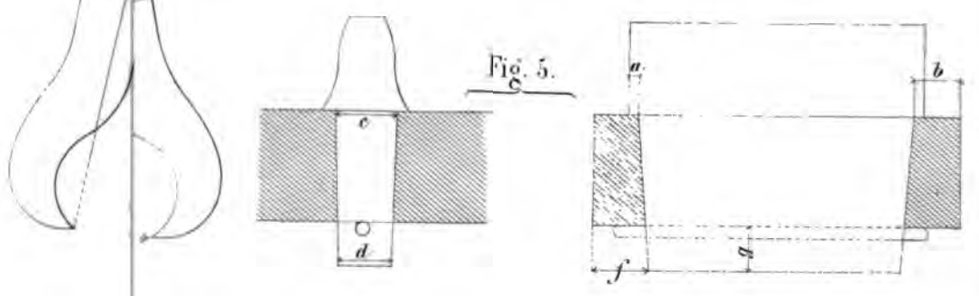


Fig. 5.

Fig. 3.

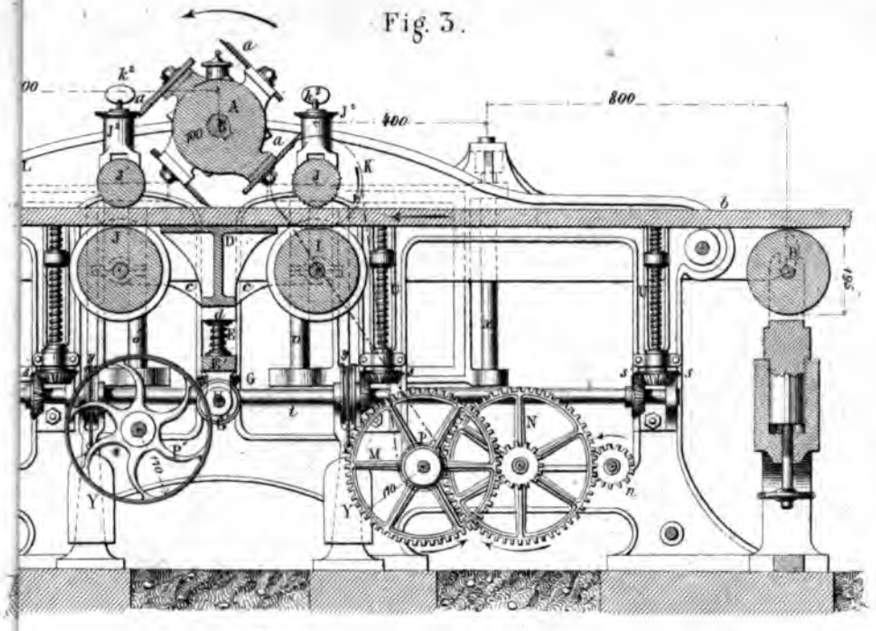


Fig. 4.

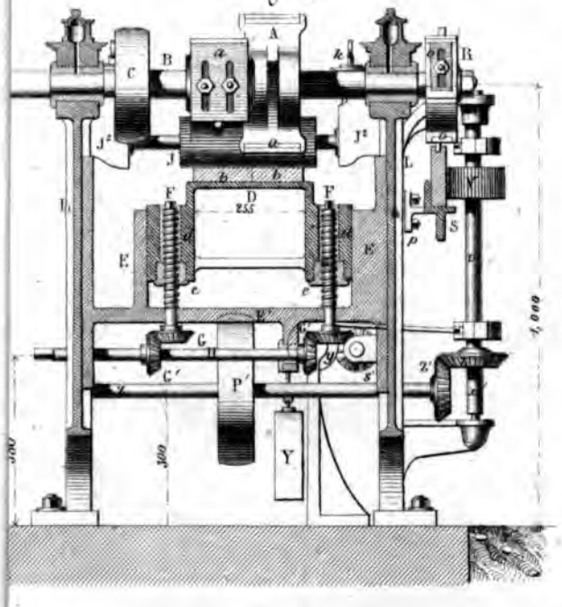


Fig. 5.

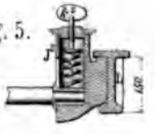
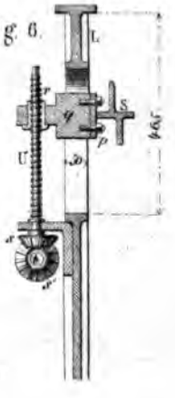


Fig. 6.



Ver Lith. Anst v Steinmetz & Bornemann Meissen

Fig. 7

Fig. 6

Fig. 3.

Fig. 4

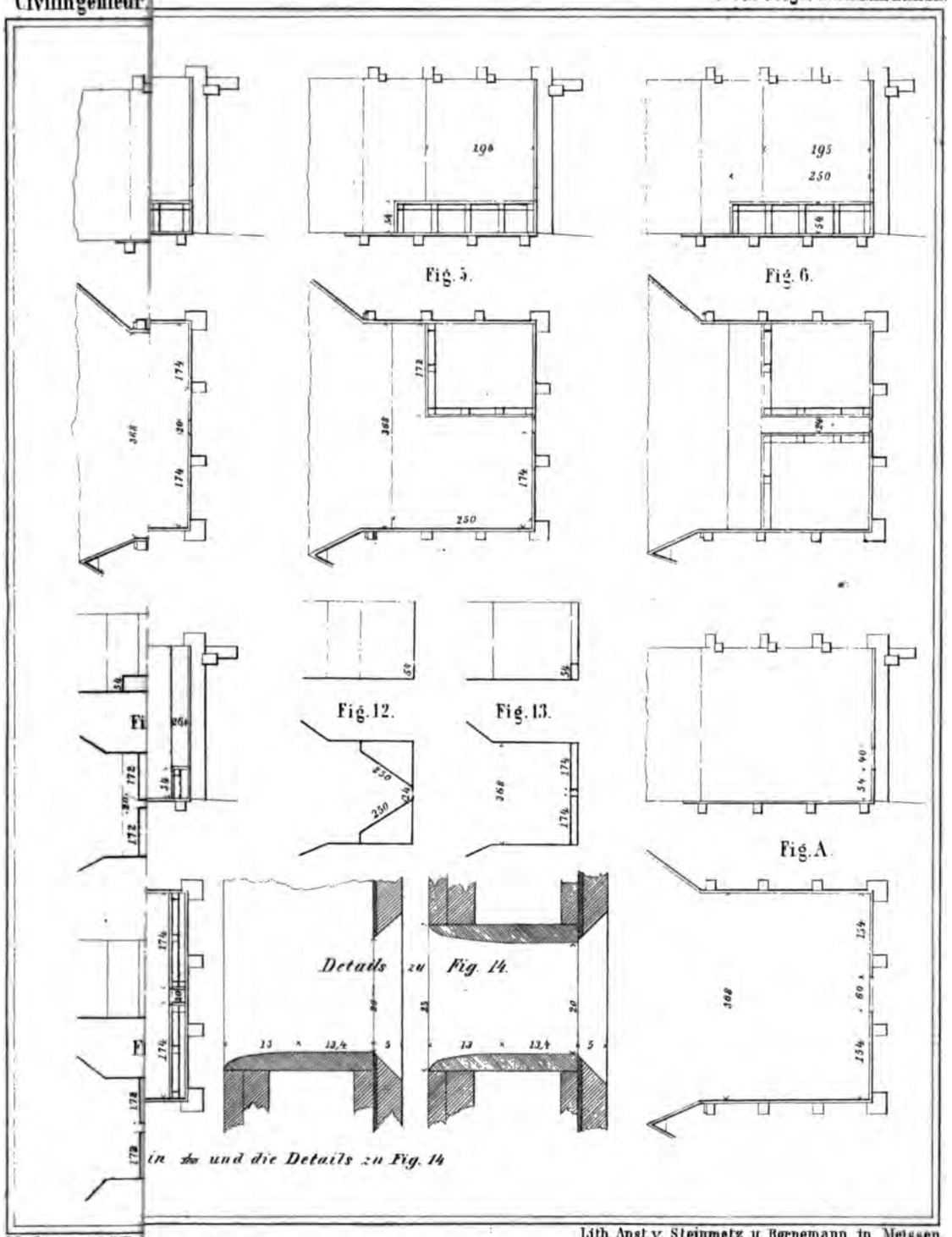
Kanalweite

Beginn des Eintrittes für alle Grade

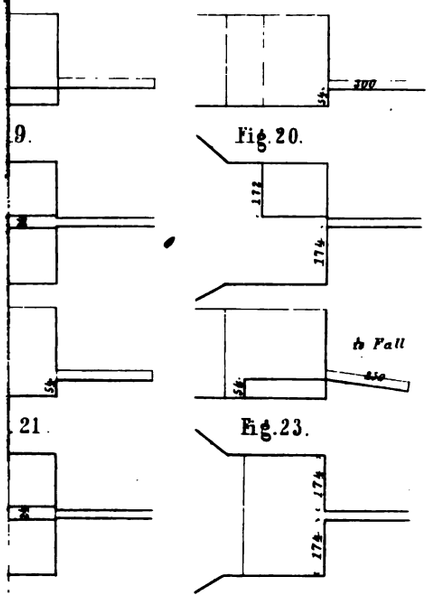
Gekreuzte Stangen.
½ nat. Größe.

6 Fuß engl.

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

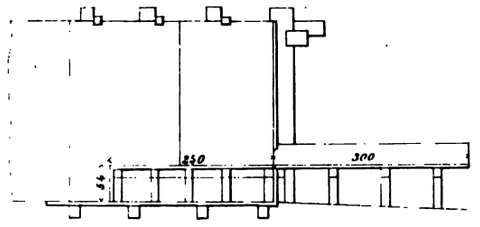


Verlag von J. G. En
Lith. Anst. v. Steinmetz u. Bornemann in Meissen.



9.

Fig. 20.



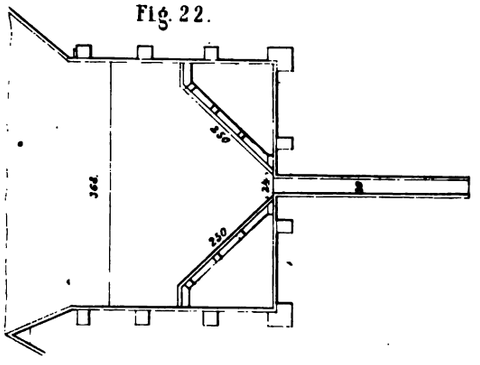
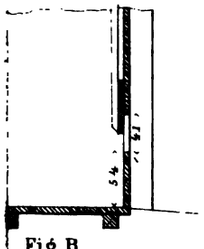
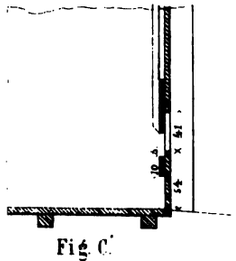


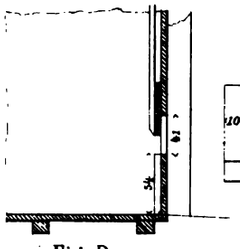
Fig. 22.

21.

Fig. 23.







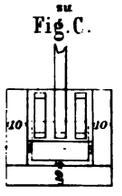
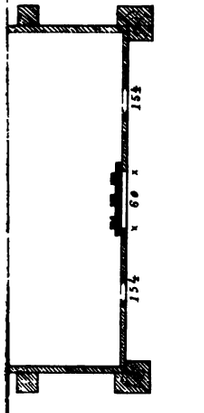


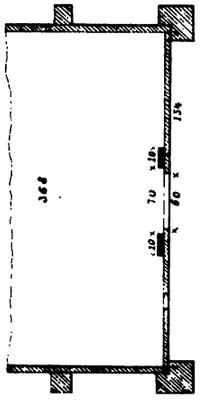
Fig. B.

Fig. C.

Fig. D.

Fig. C.





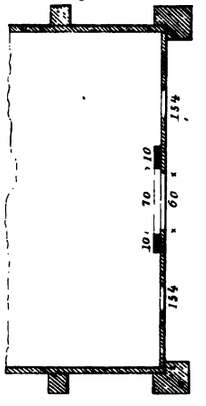
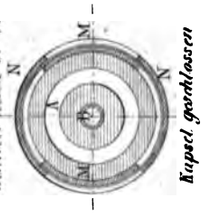
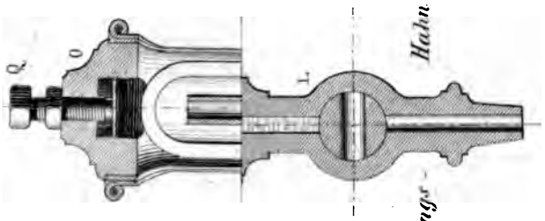


Fig. 4.
Schnitt nach 3 4.

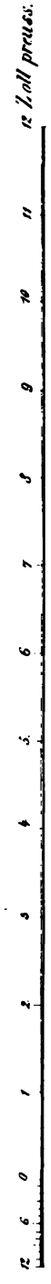


Kapsel geschlossen



Hahn.

Reinigungs-



12 Zoll preuss.

Fig. 5.

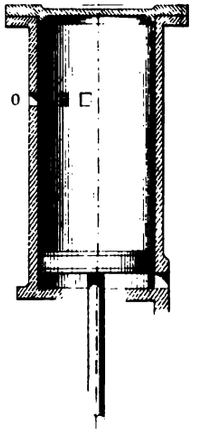
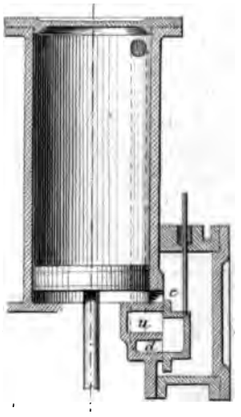


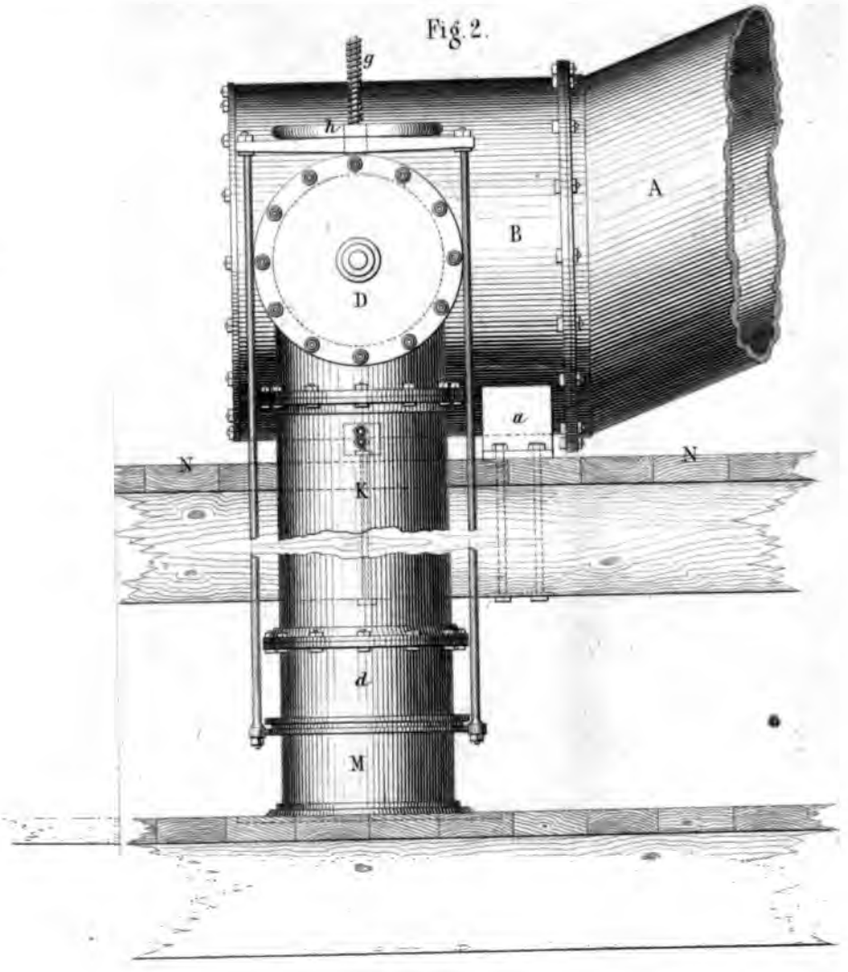
Fig. 6.



Verlag v. J. G. Engelhardt, Freiberg.

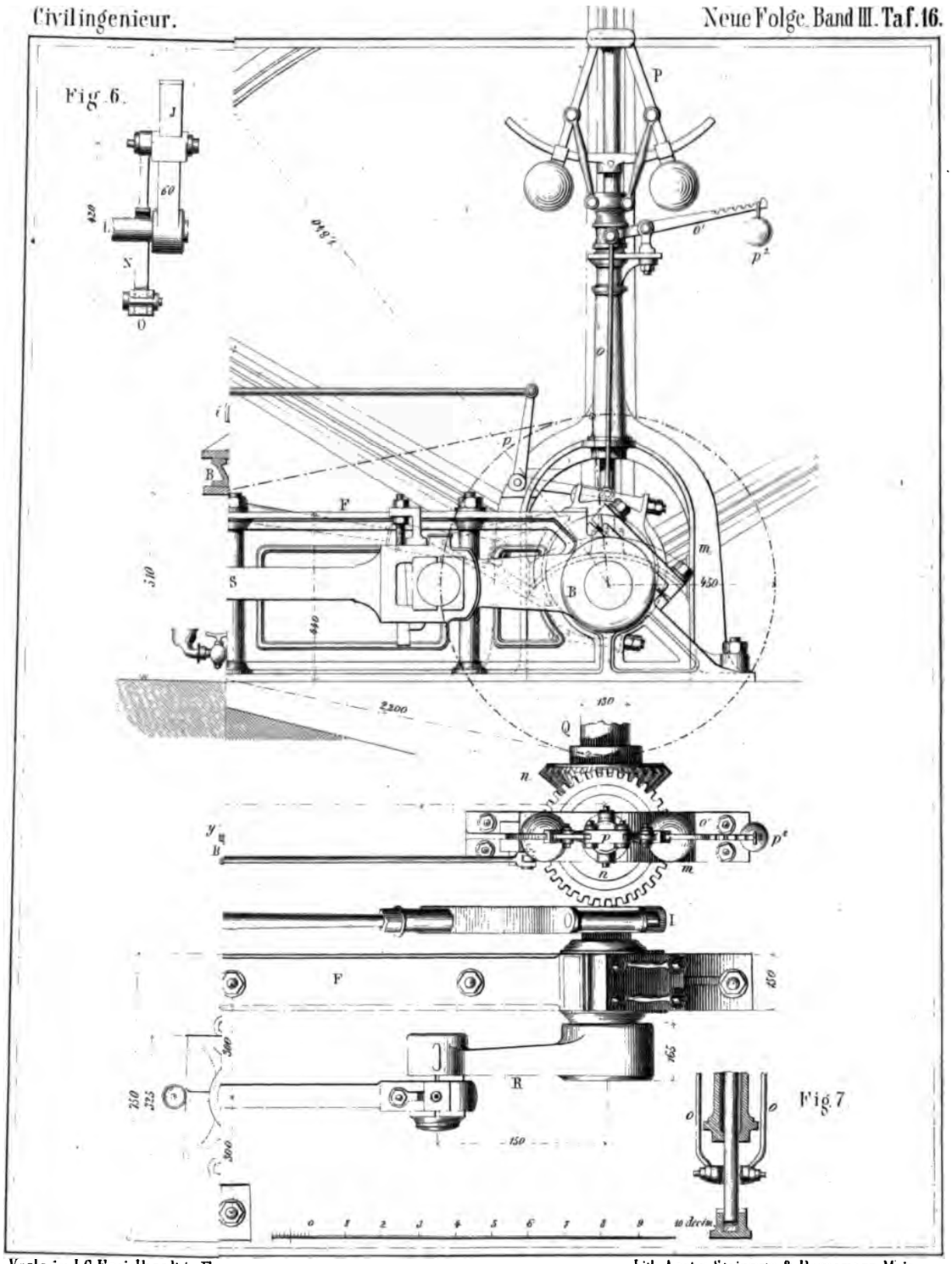
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 2.

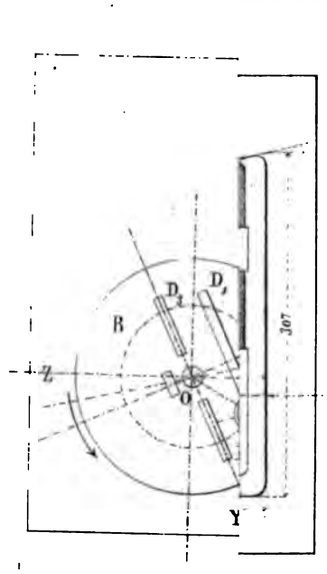


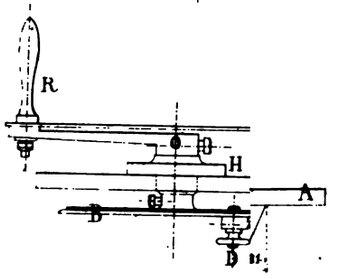
VERTICALE DOPPELTURBINE
AUF DEM
MUNZHOFE ZU CATHARINENBURG
ERBAUT VON
HERRN OBERSTLEUTNANT W. VON RASCHCOFF.

Verlag von J. G. Engelhardt in Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J. G. Engelhardt in Fr
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.





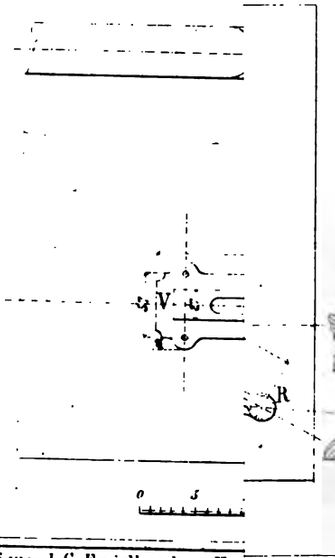


Fig 6

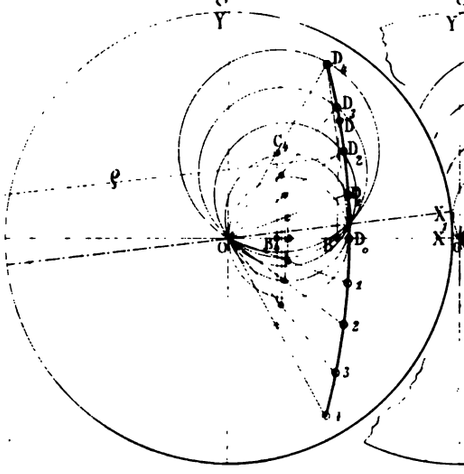


Fig 7

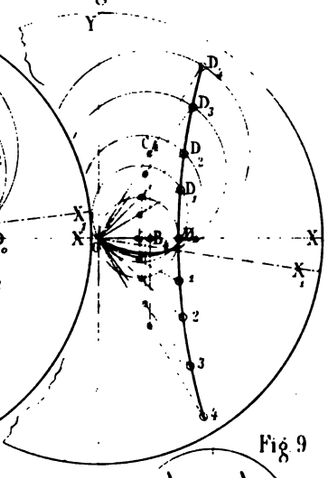


Fig 8

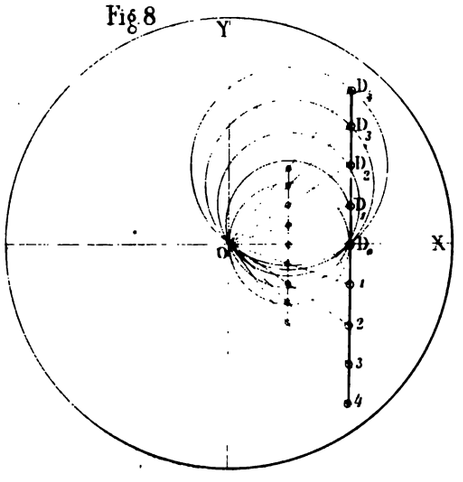


Fig 9

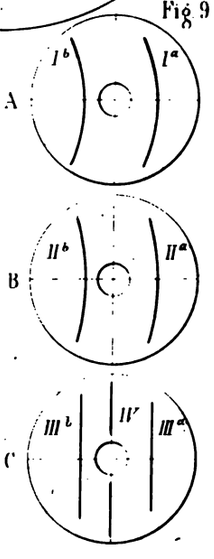
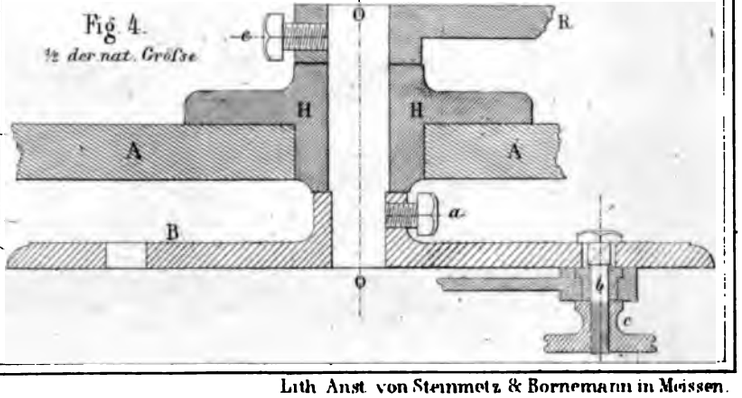


Fig 4.
½ der nat. Größe



Verlag von J G Engelhardt in Fre

Lith Anst von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 7

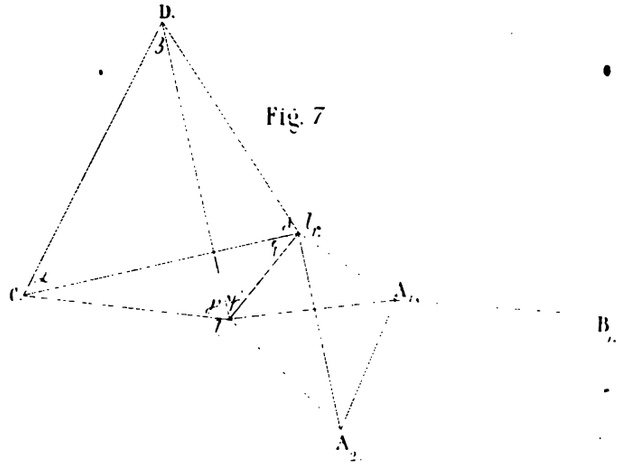
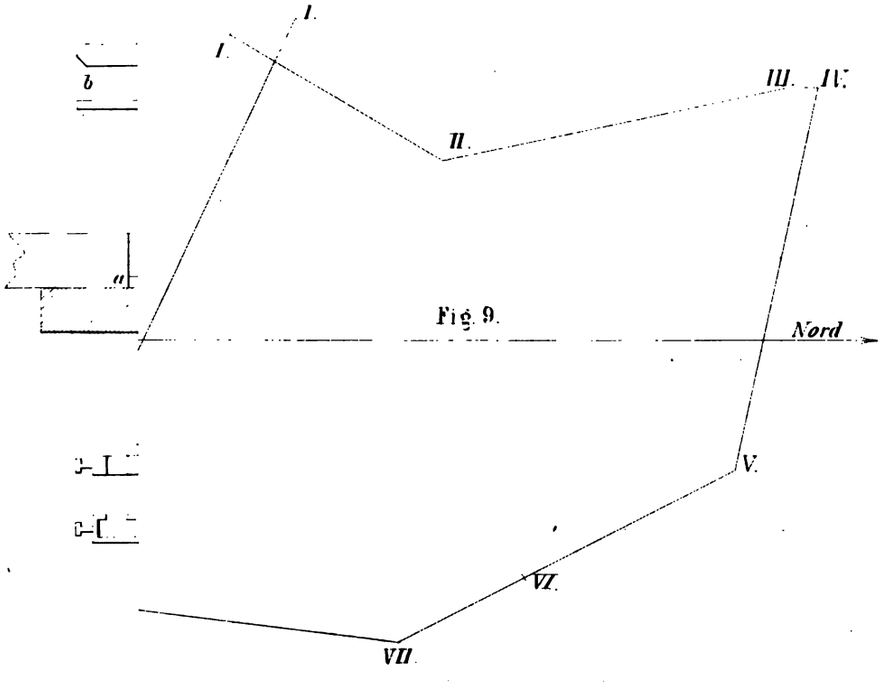


Fig. 9.



Verlag von J.G. Engelhardt in Freiberg.

Lith. Anst. v. Steinmetz u. Bornemann in Meissen.

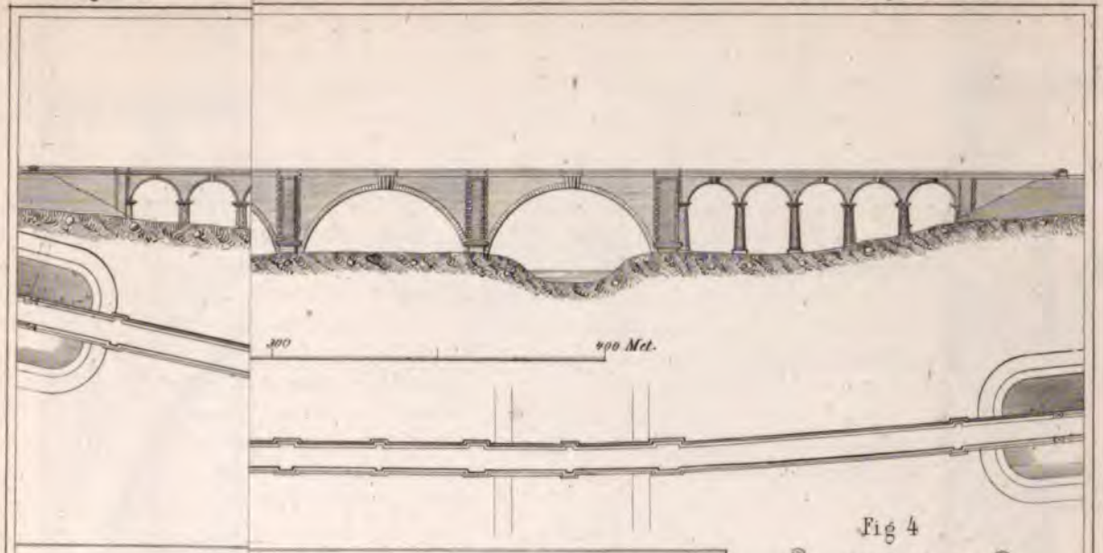
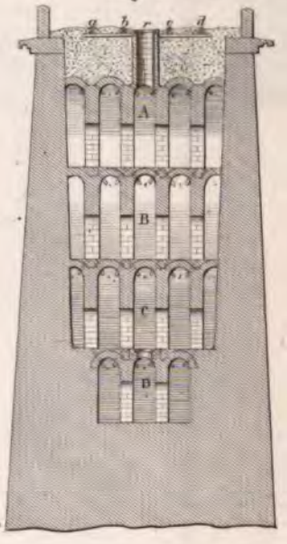


Fig 4



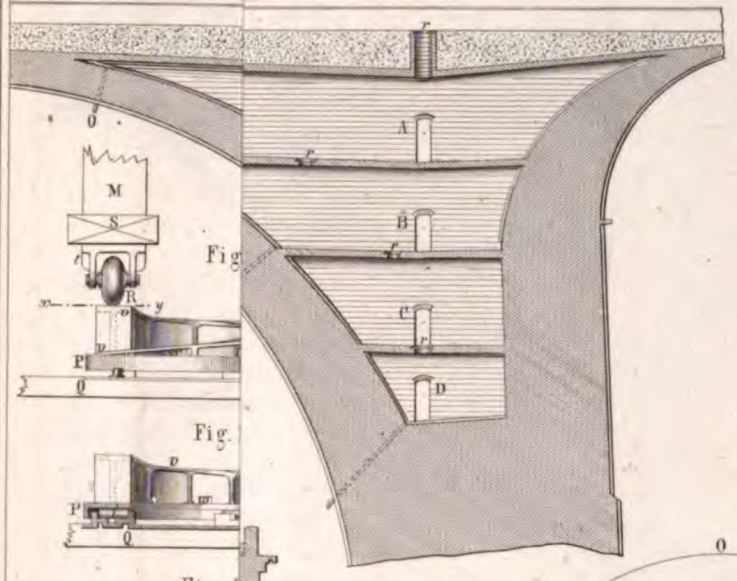
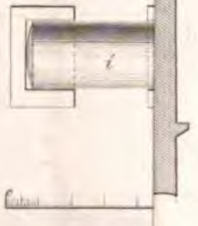


Fig.

Fig. 1



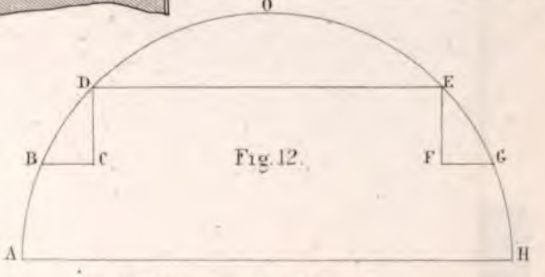
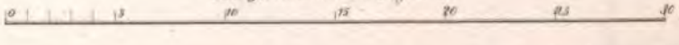


Fig. 12.

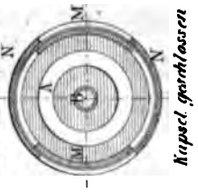
Maaßstab 1/200 zu Fig 3-6.



Verlag von J. G. Engelha

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 4.
Schnitt nach 3–4.



Kapsel geöffnet

Fig. 5.

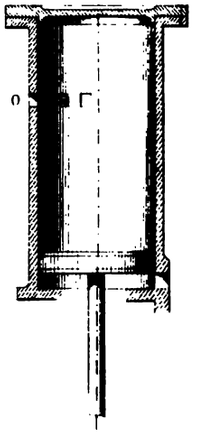
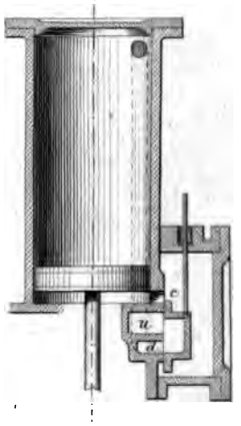
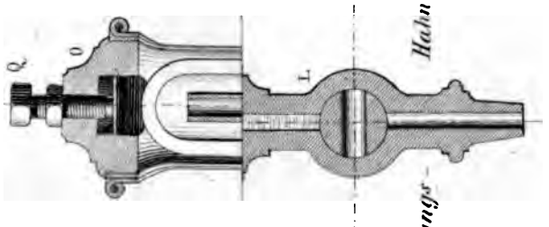


Fig. 6.



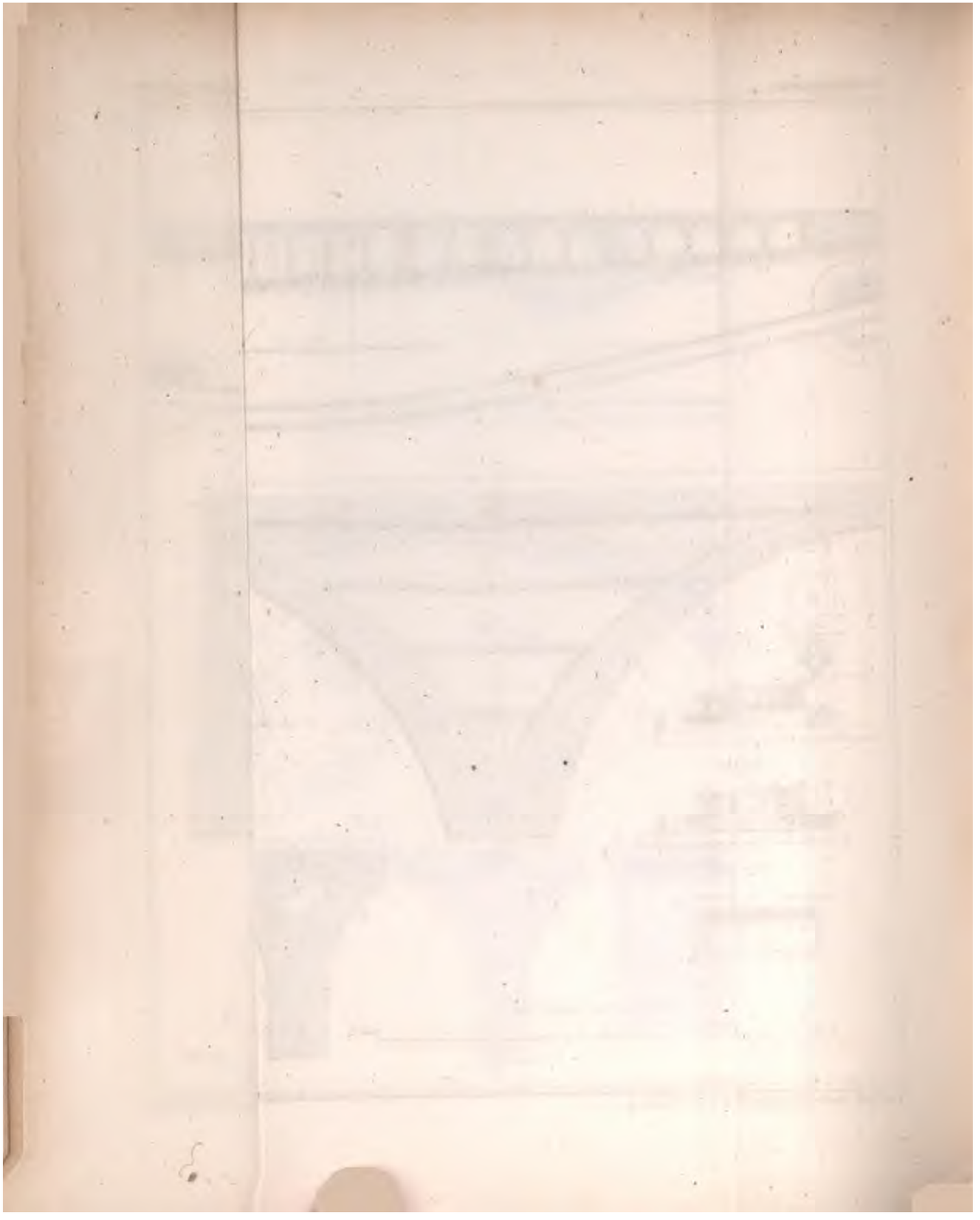


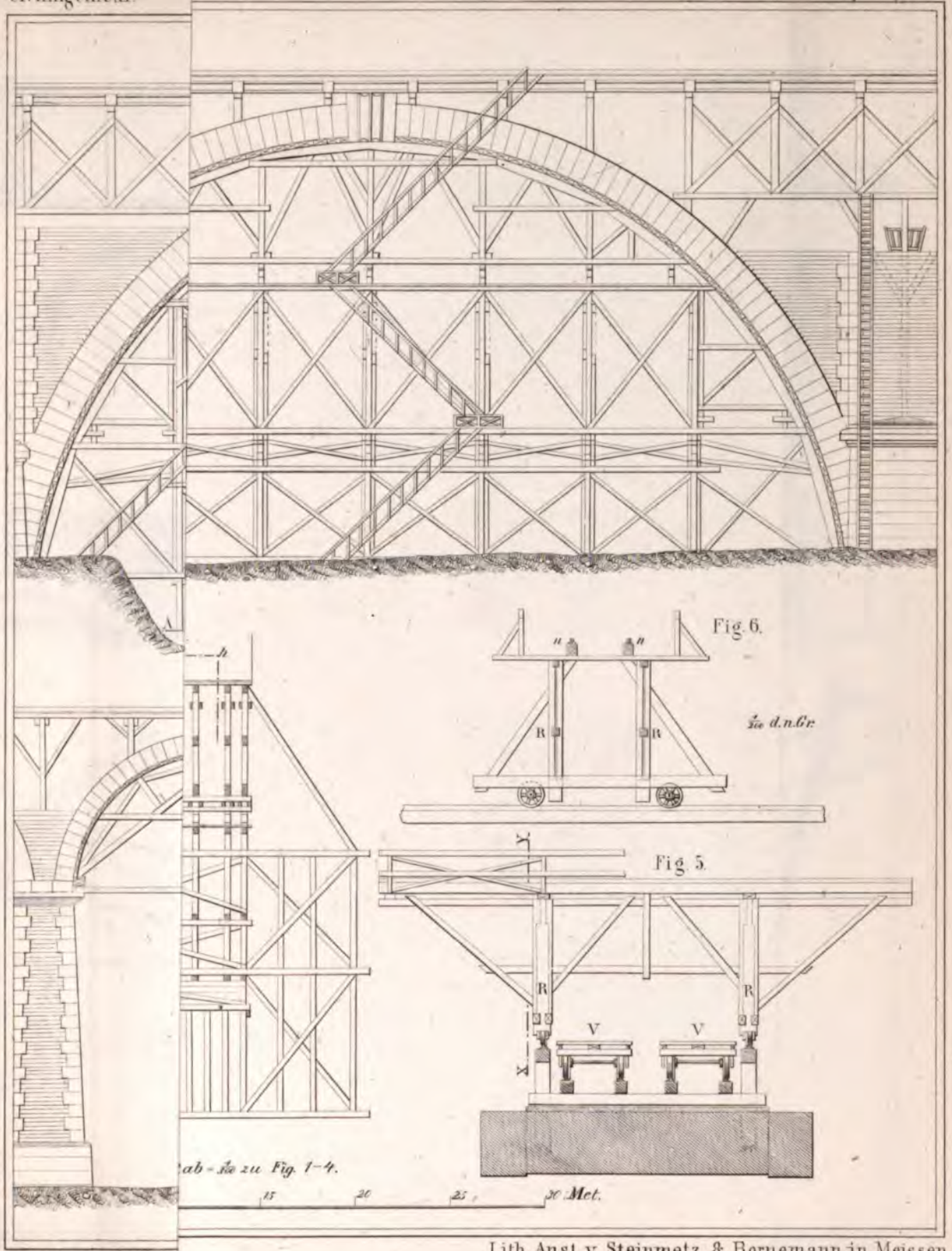
Hahn

Reinigungs

Verlag v. J. G. Engelhardt, Freiberg.

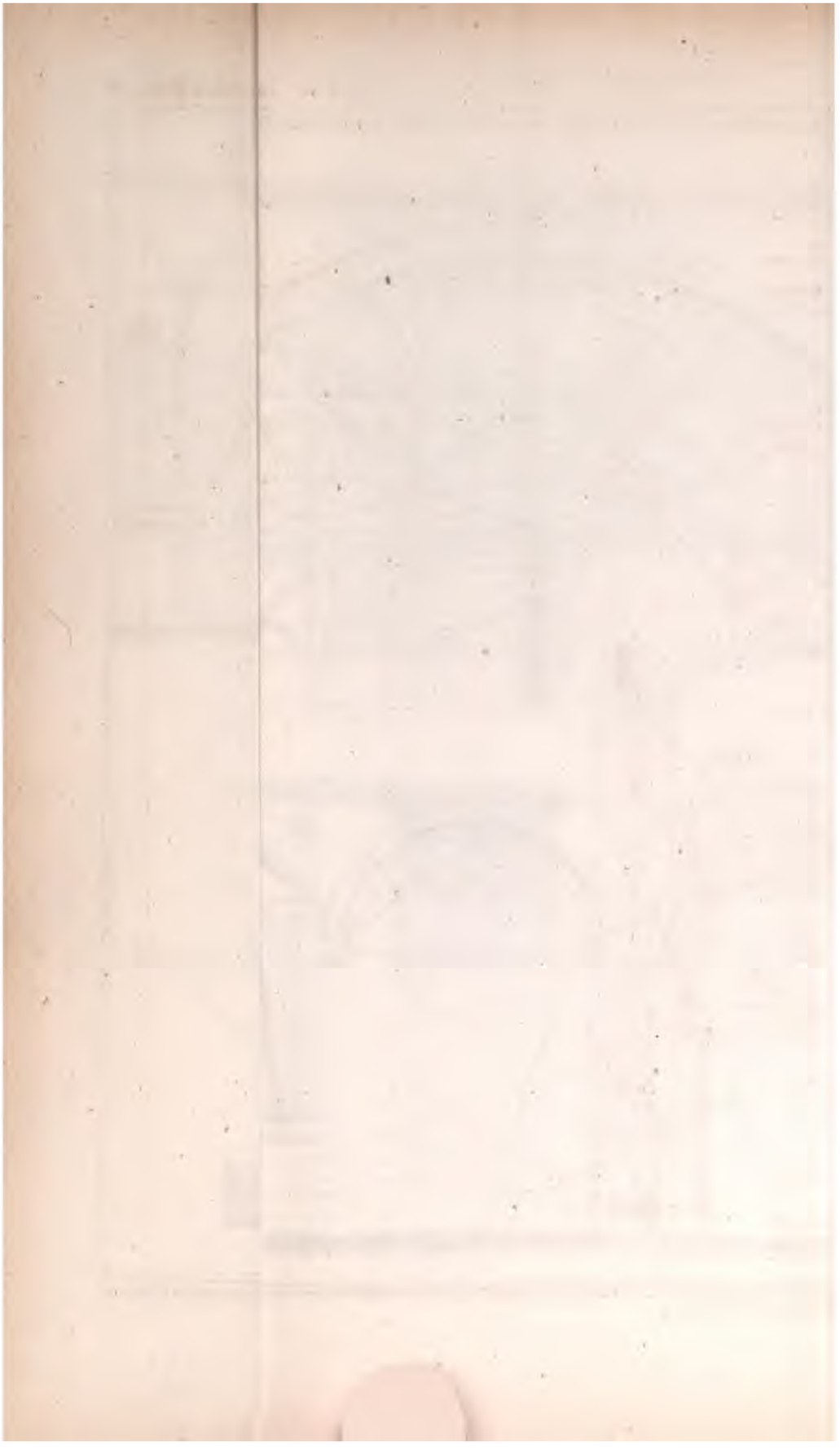
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

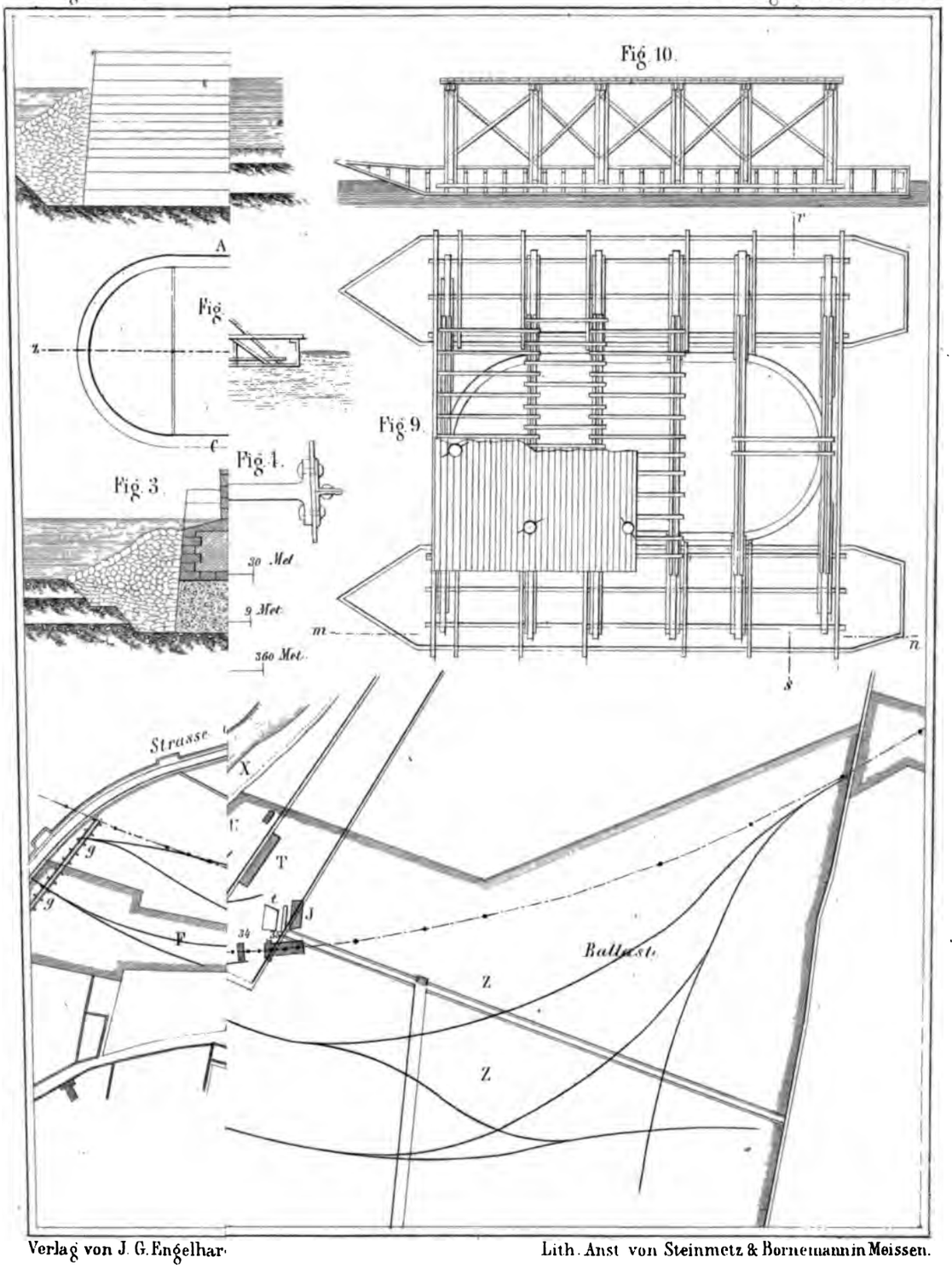




Verlag von J. G. Engel

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen





Verlag von J. G. Engelhar

Lith. Anst von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig 6

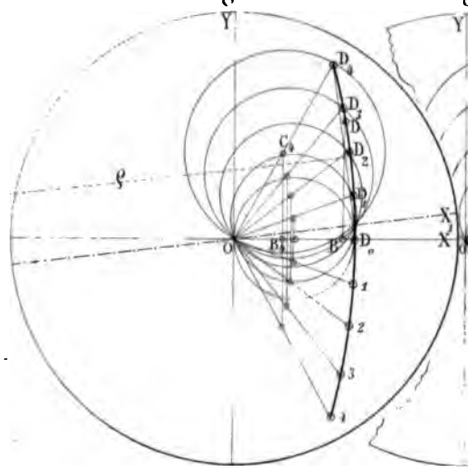
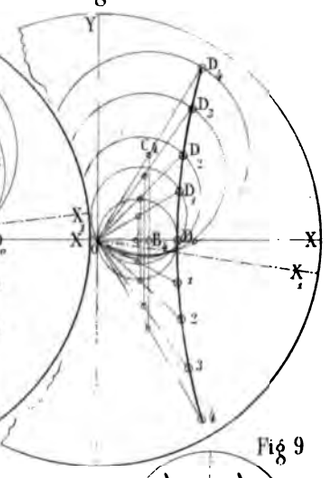


Fig 7



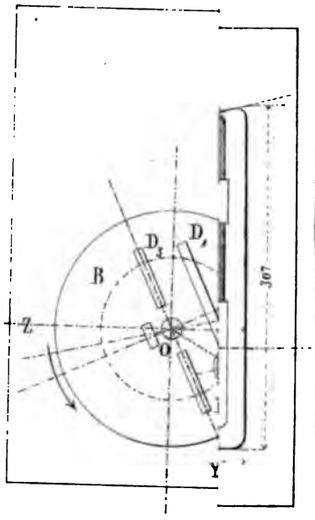


Fig 8

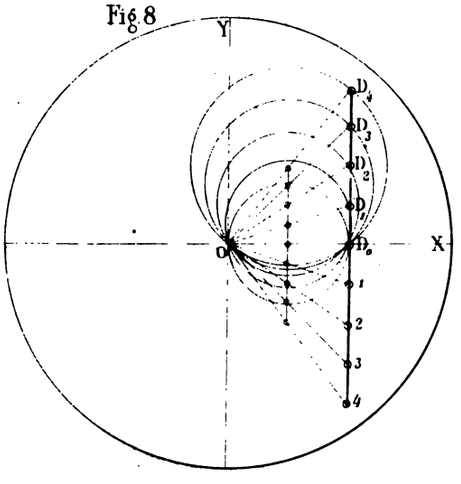
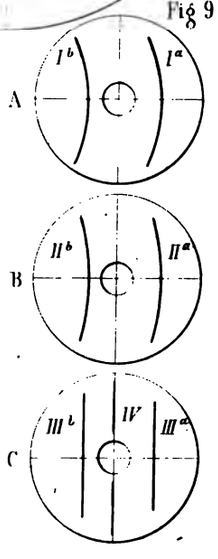
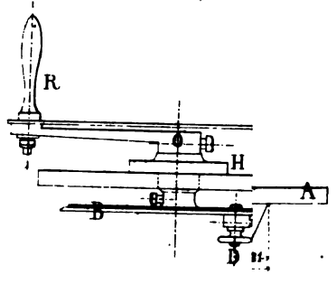


Fig 9





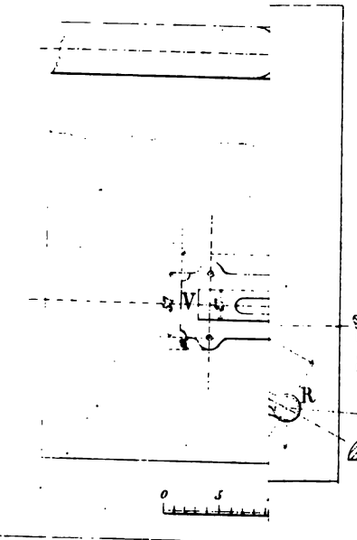
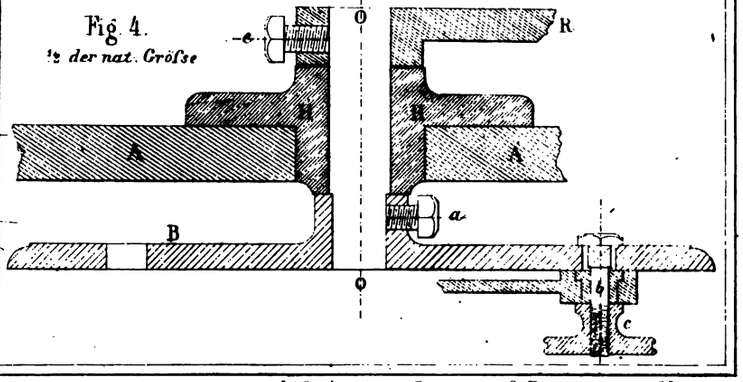
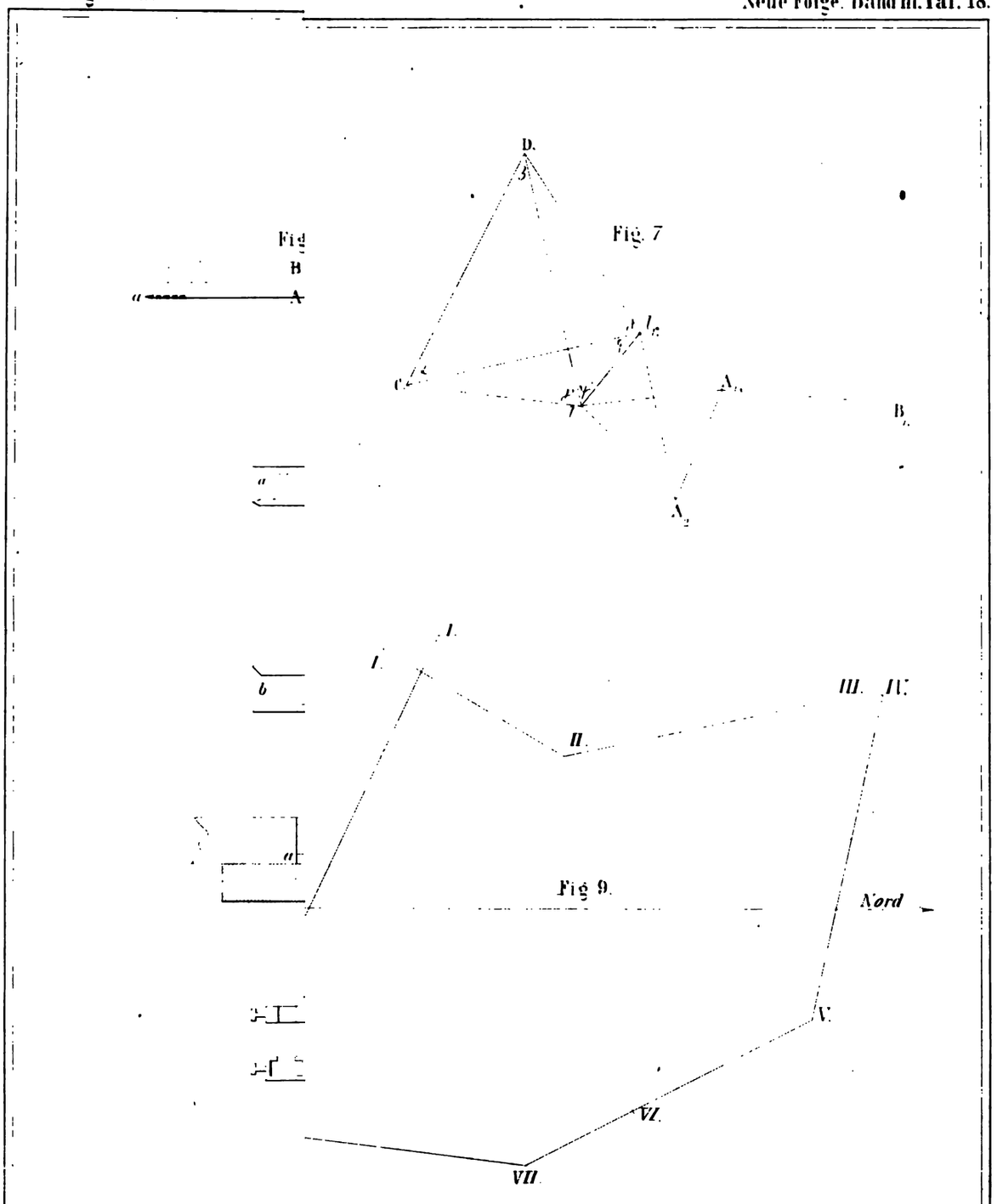


Fig 4.
½ der nat. Größe

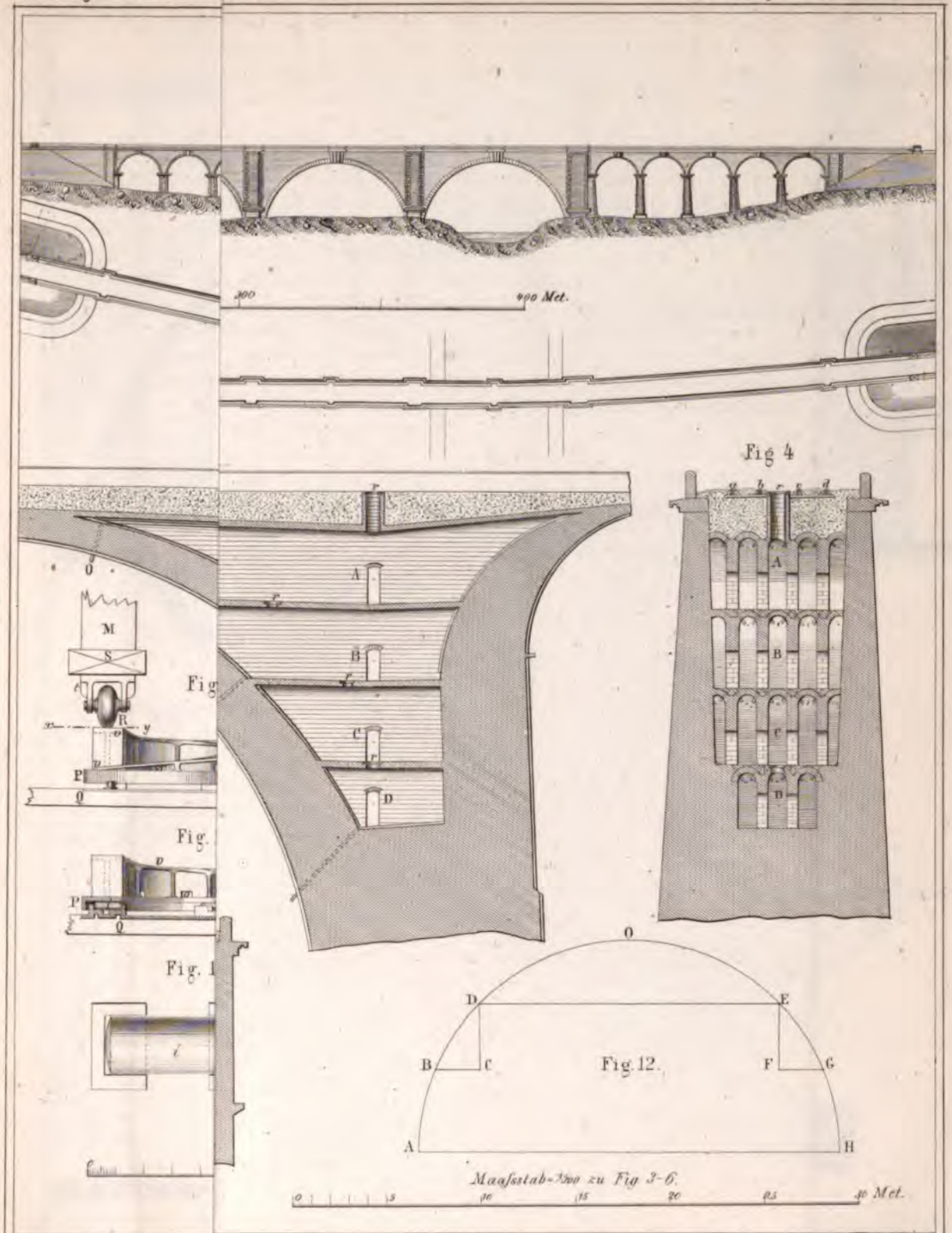


Verlag von J. G. Engelhardt in Fre

Lith. Anst. von Stemmotz & Bornemann in Meissen.

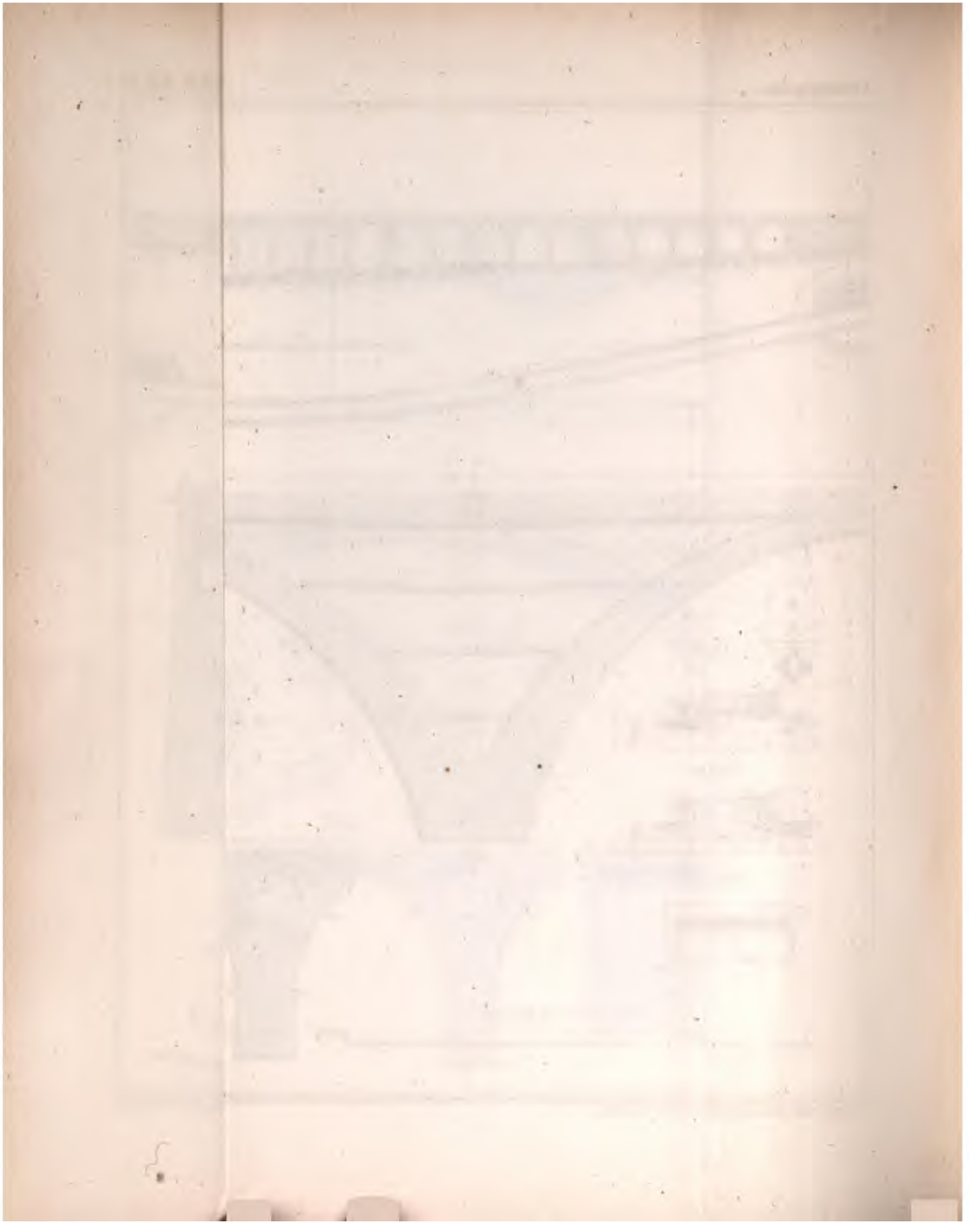


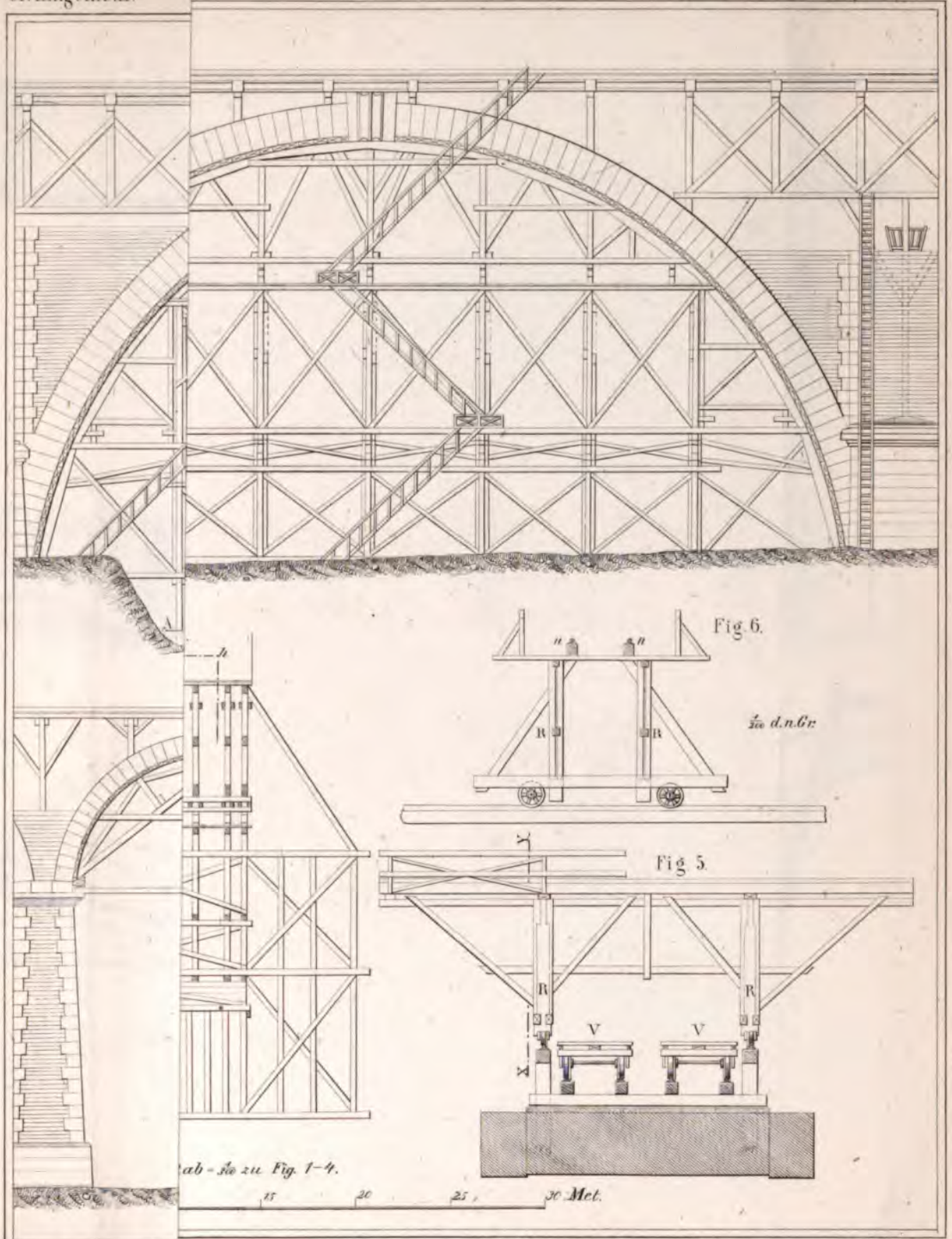
Verlag von J.G.Engelhardt in Freiberg.
Lith. Anst. v. Steinmetz u. Bornemann in Meissen.



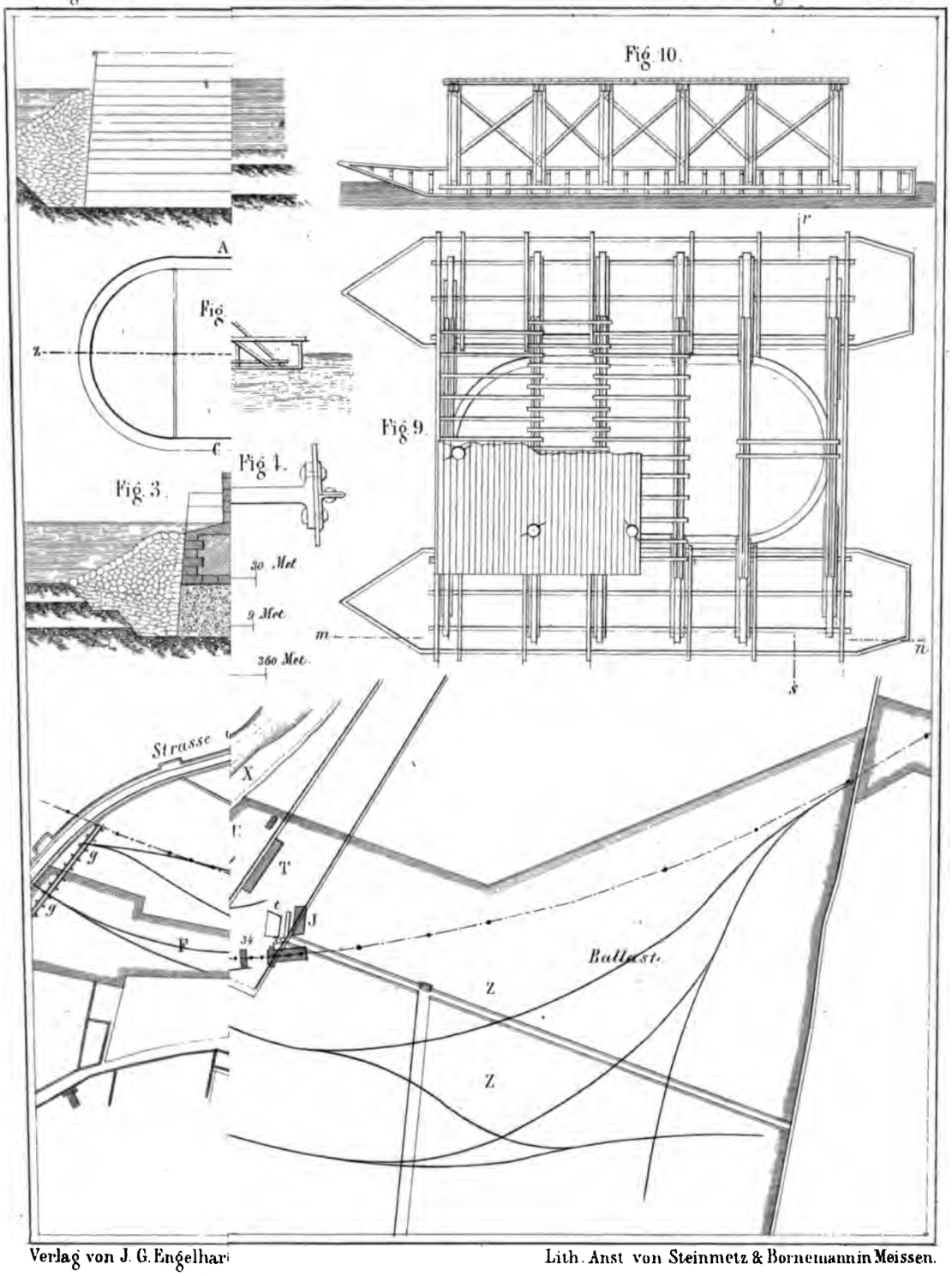
Verlag von J. G. Engelha

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



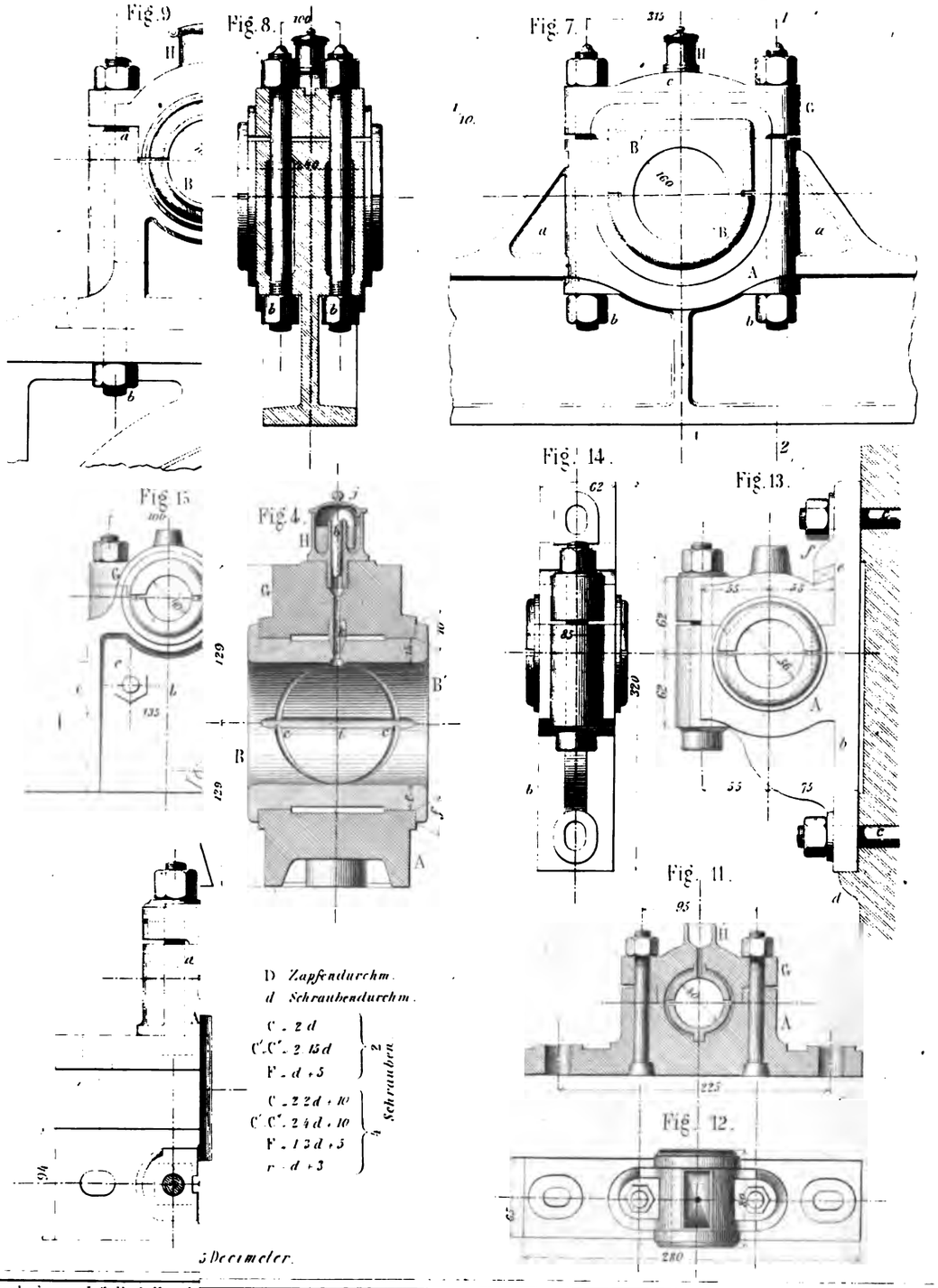


Verlag von J. G. Engel
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhar

Lith. Anst von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J.C. Engelhardt

Lith. Anst von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 8

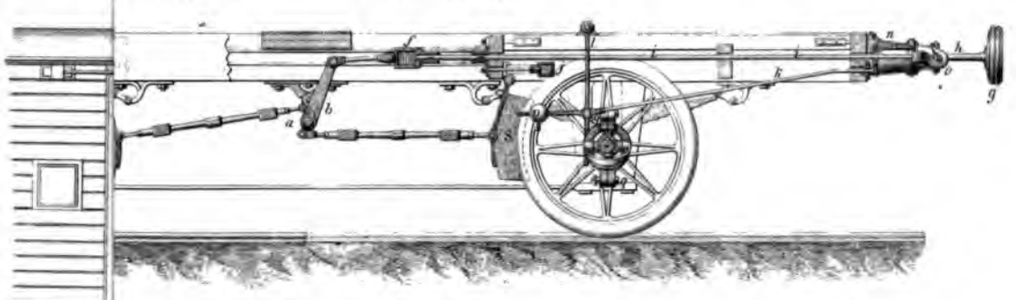


Fig. 9.

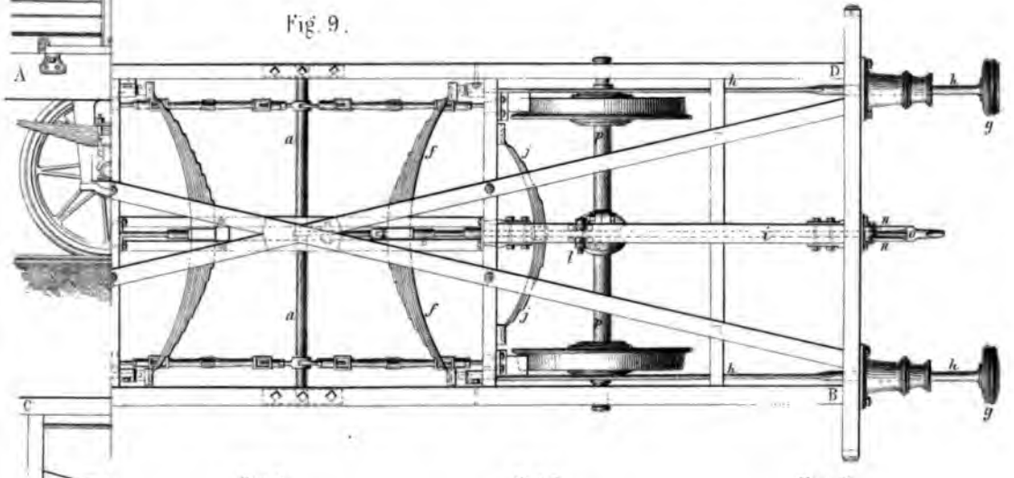


Fig. 6

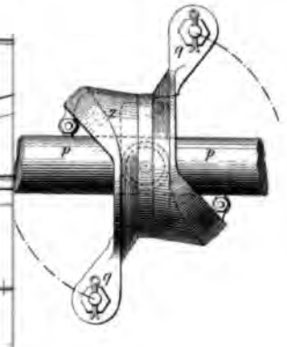


Fig. 5.

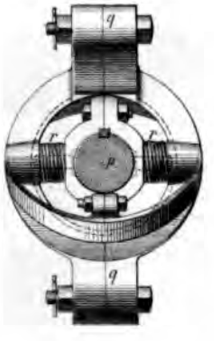
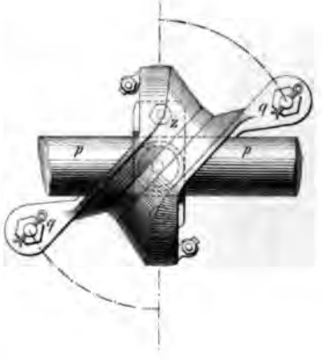
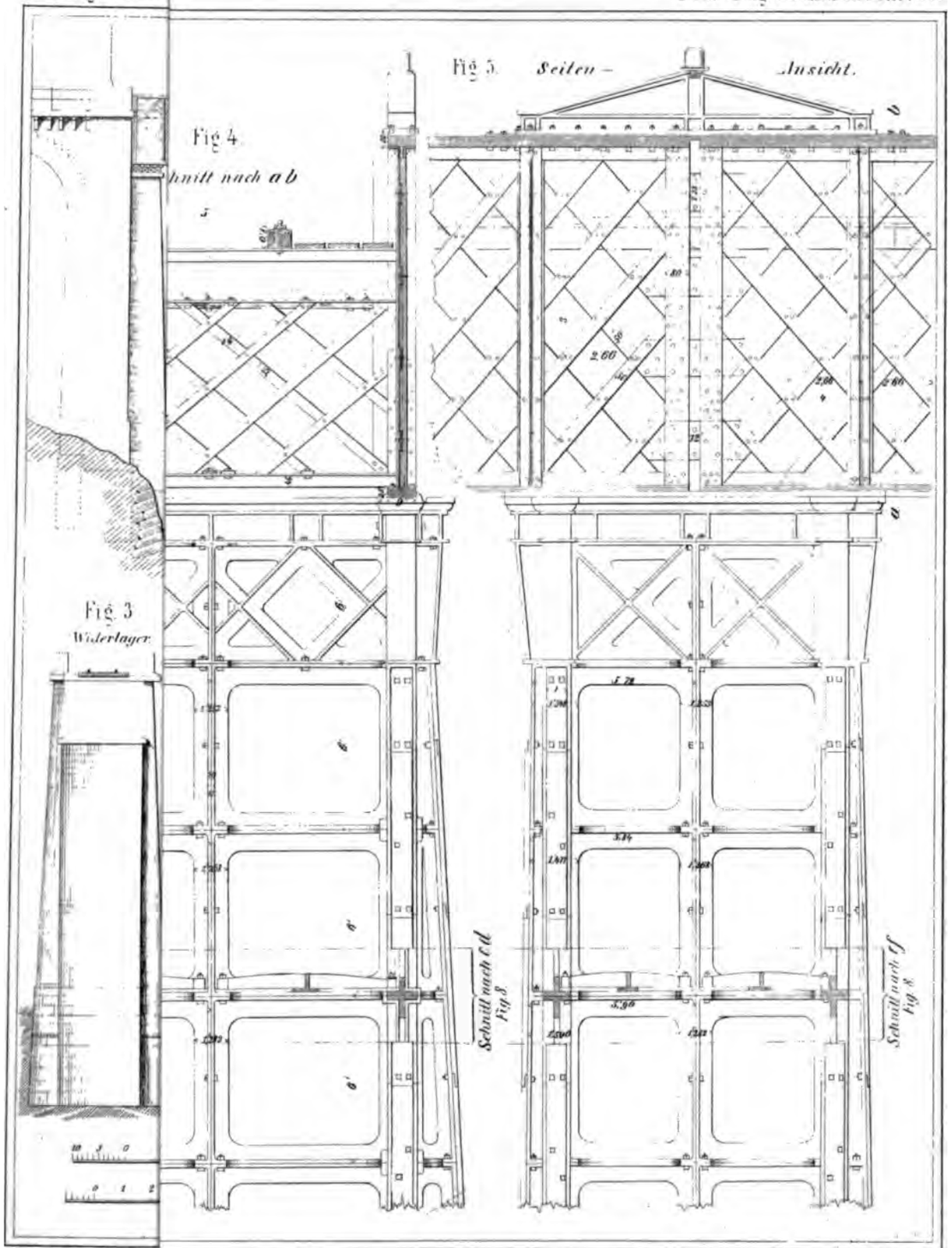


Fig. 7

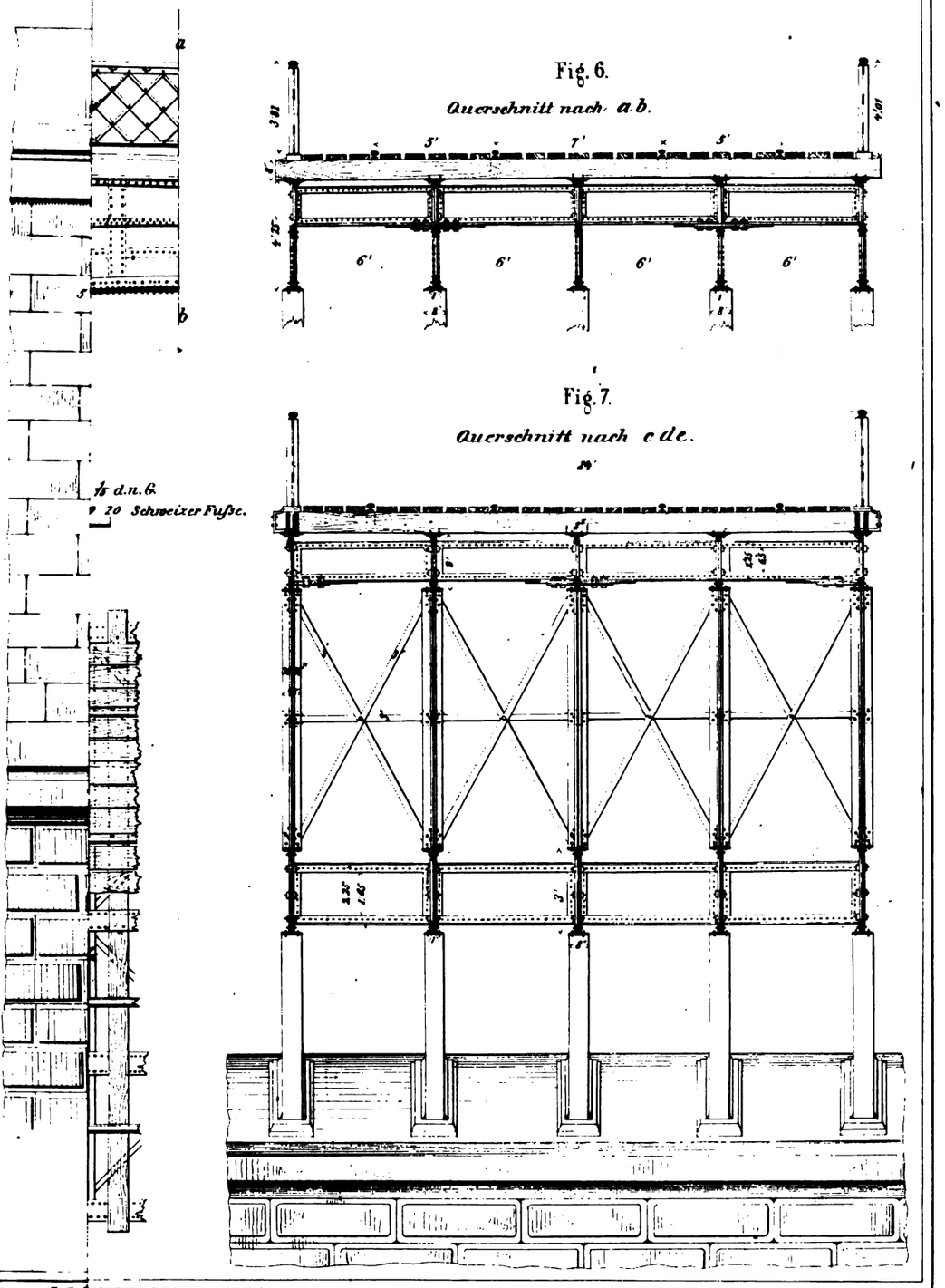


Verlag von J. G. E

Lith. Anst. v. Steinmetz u. Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Eng
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J.C.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

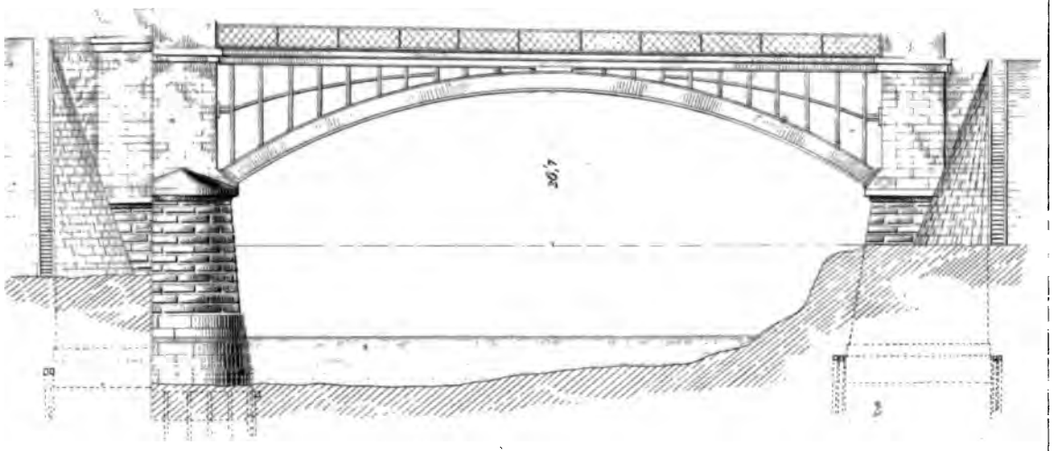
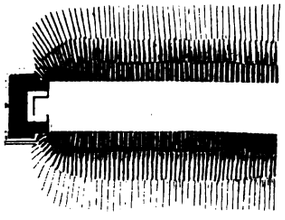
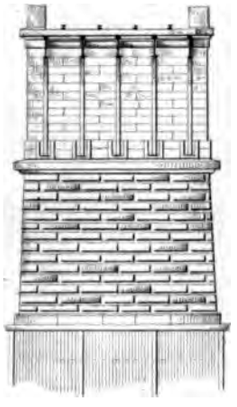


Fig. 3.
Widerlager.





Schweizer Fusse des d. n. G.

Verlag von J. G. Eu

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 7.

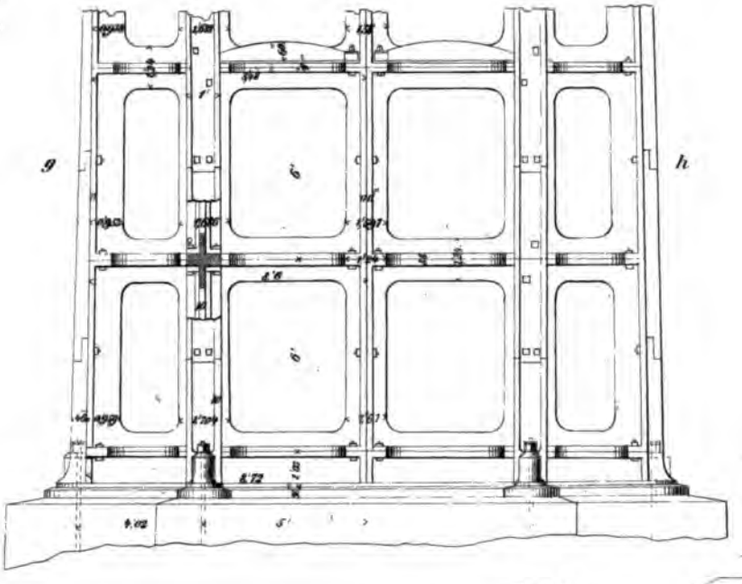


Fig. 9.

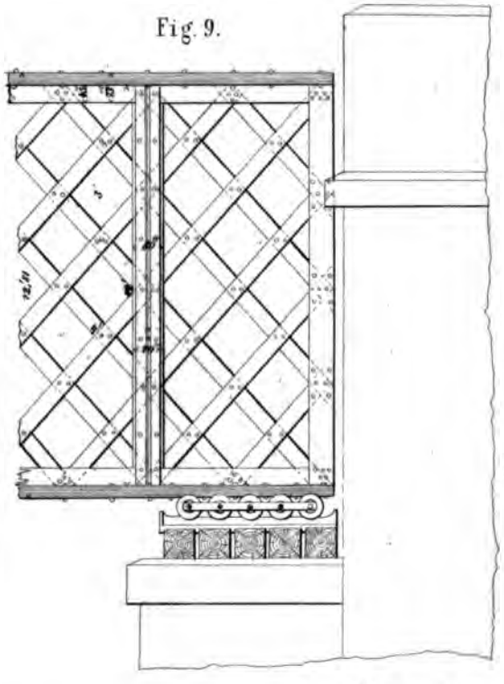
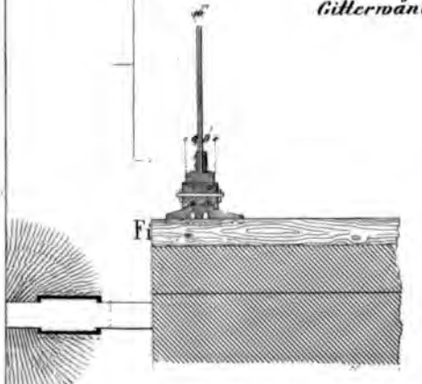
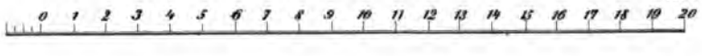


Fig. 10.

Auflagerung der Gitterwände.





1/1000 d. nat. Grösse.

Verlag von J.G.E

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 23.

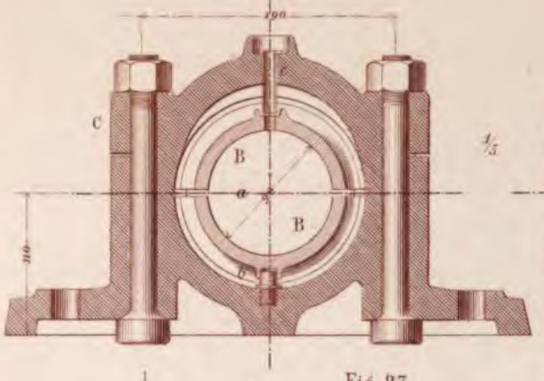


Fig. 24.

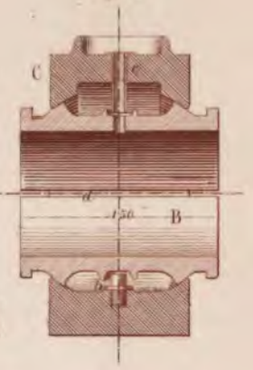


Fig. 27.

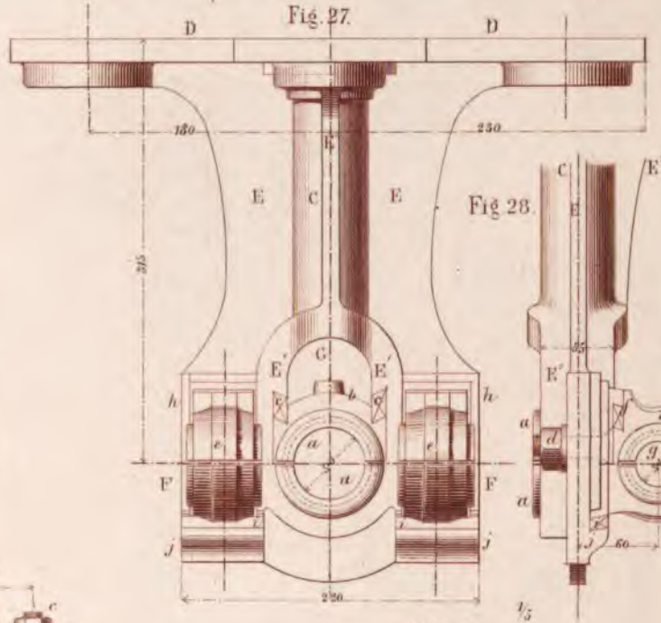


Fig. 28.

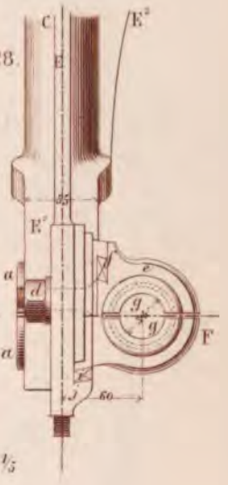


Fig. 26

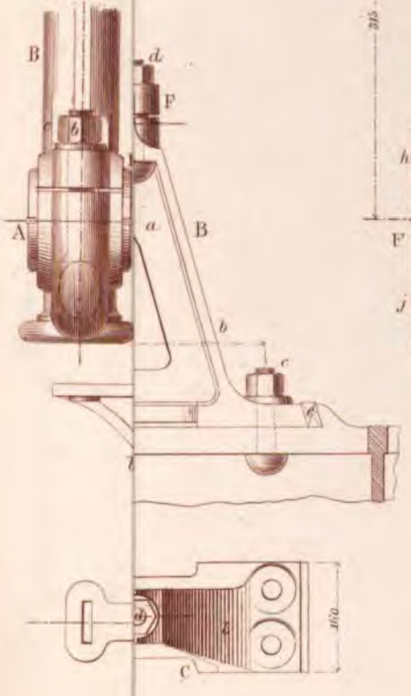
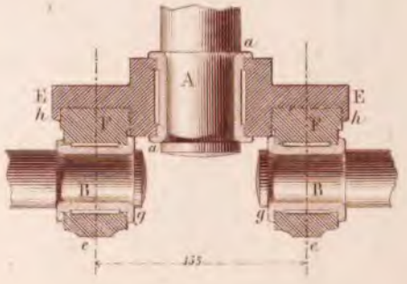


Fig. 29.



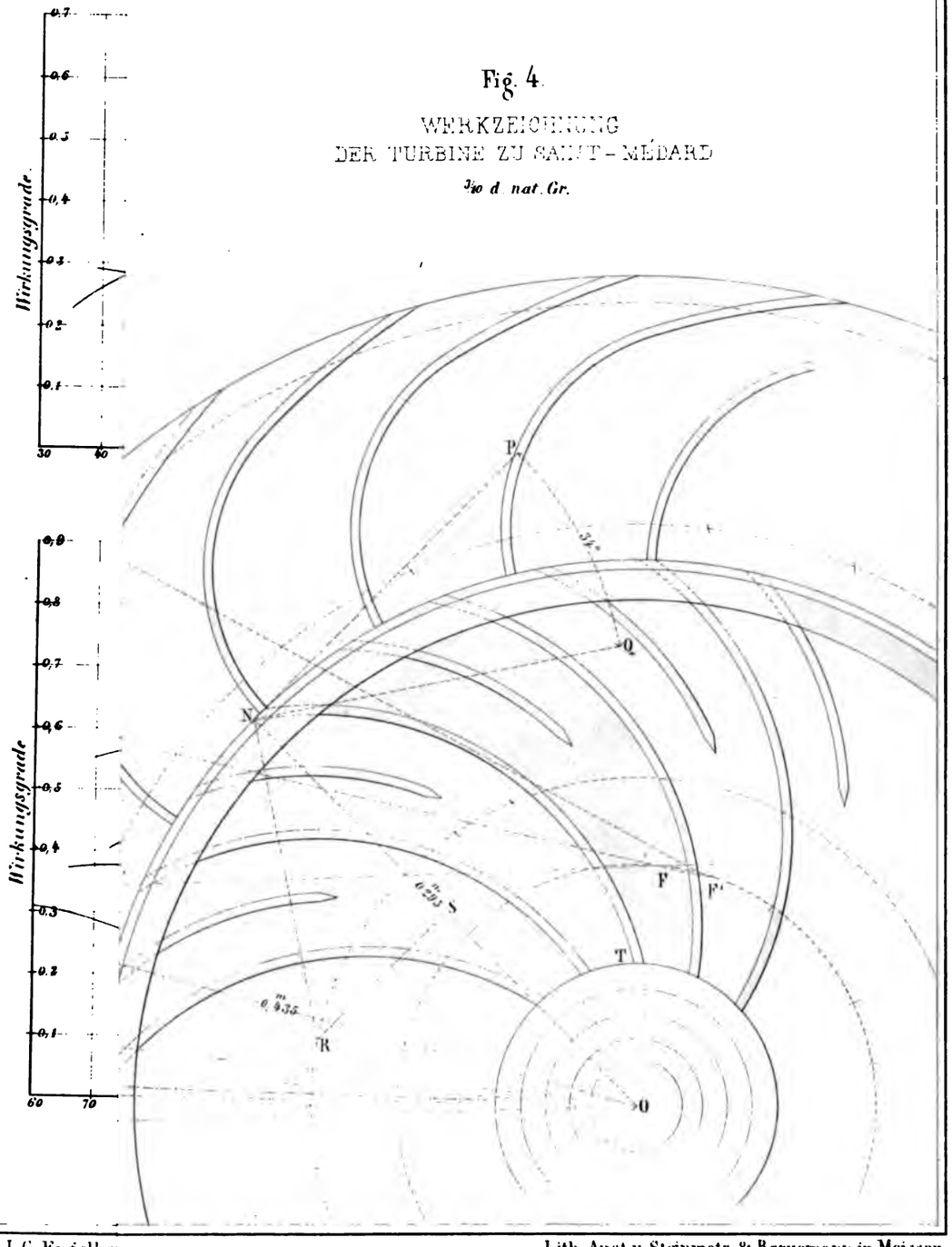
Verlag von J.G. Engelh

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen

Fig. 4.

WERKZEICHNUNG
DER TURBINE ZU SAINT-MÉDARD

3/10 d. nat. Gr.



Verlag von J. G. Engelha

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 8.

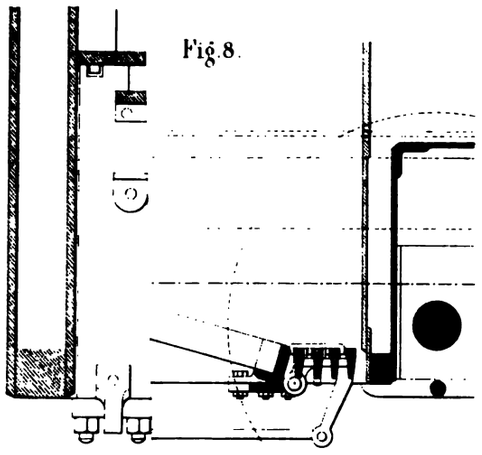
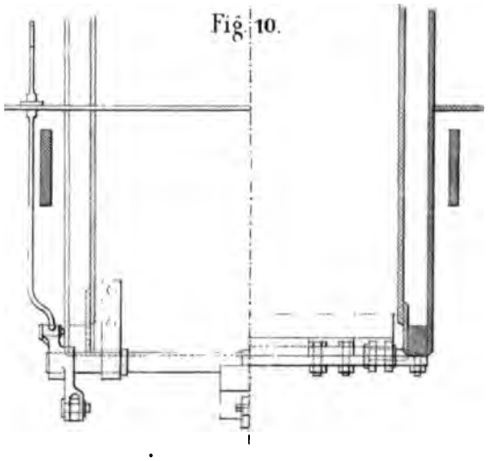


Fig. 10.



9.

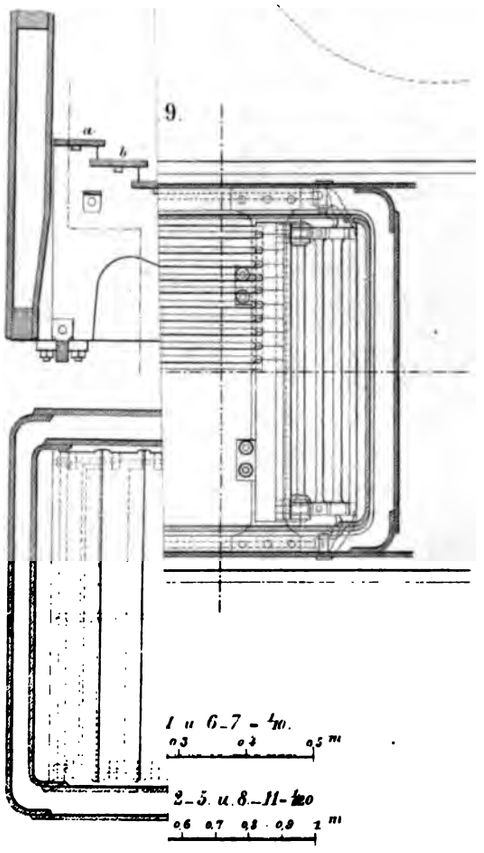


Fig. 11.

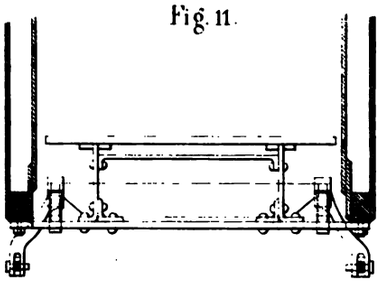
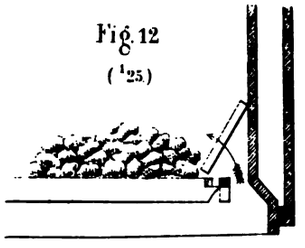
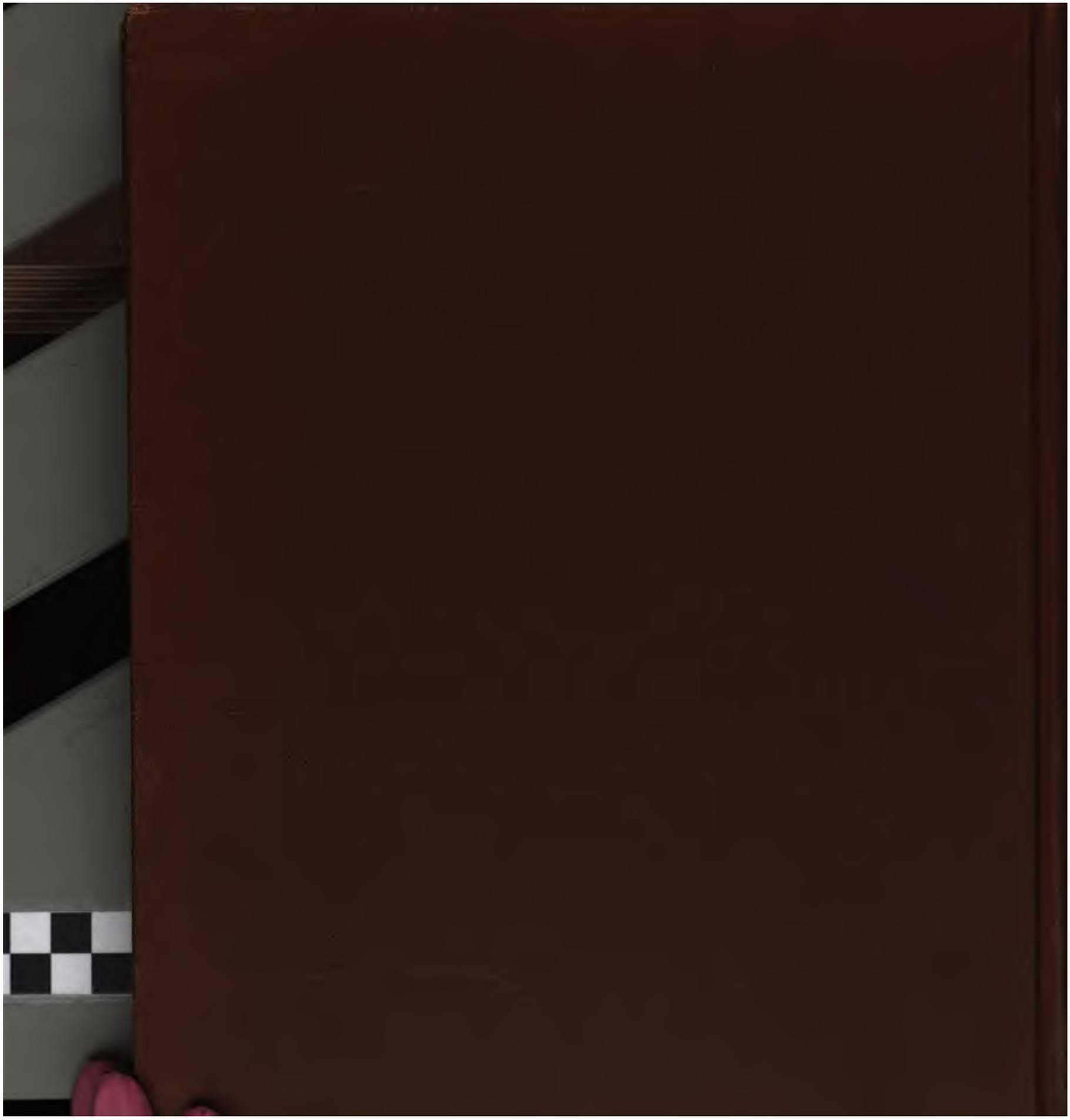


Fig. 12
(1/25)



Verlag von J. G. Engelhardt

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
REFERENCE DEPARTMENT

This book is under no circumstances to be taken from the Building